



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**KONSTRUKČNÍ NÁVRH OTOČNÉHO STOLU S NOSNOSTÍ
65 000 KILOGRAMŮ**

DESIGN OF ROTARY TABLE WITH MAXIMAL LOAD CAPACITY 65 000 KG

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Bezděk

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Dominik Hermanský

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Petr Bezděk**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: **Ing. Dominik Hermanský**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukční návrh otočného stolu s nosností 65 000 kilogramů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Otočný stůl se využívá k přesnému polohování obrobku při obrábění, zejména na horizontálních a portálových frézovacích centrech. Stůl bude sloužit k upínání rozměrných obrobků s hmotností až do 65 tun. Otočné stoly je nutno konstruovat s ohledem na využití pro konkrétní technologické aplikace.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.
Vyhodnocení aktuálního stavu poznání.
Konstrukční návrh zadaných skupin.
Analýza a vyhodnocení navrhovaného řešení.
CAD model, výkres hlavní sestavy a min. 5 výrobních výkresů.
Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK, 2013. Expertní inženýrství v systémovém pojetí. Praha: Grada. Expert (Grada). ISBN 978-80-247-4127-7.

BORSKÝ, Václav, 1991. Základy stavby obráběcích strojů. 2. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem otočného stolu pro obrábění rozměrných nerotačních obrobků do maximální hmotnosti 65 000 kg. Cílem práce je rozbor a vyhodnocení současného stavu poznání v oblasti otočných stolů, vytvoření návrhu stolu dle zadání a jeho 3D modelu s částí výkresové dokumentace. Teoretická část práce provádí rešerši používaných řešení v konstrukci otočných stolů v kategorii stolu dle zadání. Ze získaných informací se dále vychází v návrhu variant řešení stolu. Pomocí vyhodnocení váhy požadovaných vlastností a jejich míry splnění je zvolena varianta konstrukčního řešení stolu, která je následně navrhována. Jednotlivé kroky návrhu jsou popsány a zdůvodněny v textové části práce doprovázené obrázky a výpočty. Výsledkem procesu je zhotovený konstrukční návrh mechanické části otočného stolu s 3D modelem a částečně zpracovanou výkresovou dokumentací. Přínosem práce je sumarizace relevantních informací pro návrh otočných stolů, zpracovaný postup řešení návrhu stolu a vymodelovaný návrh otočného stolu. S těmito výstupy lze dále naložit jako s podklady pro výrobu navrženého stolu, rozvíjení návrhu stolu do hlubších detailů nebo technický vývoj v této oblasti.

ABSTRACT

The diploma thesis deals with the design of a rotary table for machining large non-rotary workpieces up to a maximum weight of 65 000 kg. The aim of the work is to analyze and evaluate the current state of knowledge in the field of rotary tables, to create a table design according to the assignment and its 3D model with part of the drawing documentation. The theoretical part of the work searches for solutions used in the construction of rotary tables in the category of table according to the assignment. The information obtained is further used in the design of rotary table solution variants. By evaluating the weight of the required properties and their degree of fulfillment, a variant of the design solution of the table is selected, which is then designed. The individual design steps are described and explained in the text part of the work accompanied by pictures and calculations. The result of the process is a structural design of the mechanical part of the rotary table with a 3D model and partially processed drawing documentation. The contribution of the work is the summarization of relevant information for the design of rotary tables, the processed procedure of solving the design of the table and the modeled design of the rotary table. These outputs can be further treated as documentation for the production of the designed table, the development of the rotary table design to deeper details or technical development in this area.

KLÍČOVÁ SLOVA

Otočný stůl, obráběcí stroj, těžké obrobky, ložiska otočných stolů, náhon desky stolu

KEYWORDS

Rotary table, machine-tool, heavy workpieces, rotary table bearings, table top drive

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BEZDĚK, Petr. *Konstrukční návrh otočného stolu s nosností 65 000 kilogramů*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129442>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Dominik Hermanský.

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce Ing. Dominikovi Hermanskému za odborné vedení diplomové práce a poskytnuté rady při zpracovávání práce. Dále bych rád poděkoval svému zaměstnavateli INKOS CZ, a.s. za plnou podporu při vytváření této práce. V neposlední řadě děkuji své partnerce a rodině za jejich trpělivost a morální podporu při studiu.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Dominika Hermanského a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21.05.2021

.....

Petr Bezděk

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	17
2.1	Obráběcí stroj	17
2.2	Rozdělení obráběcích strojů	17
2.2.1	Základní rozdělení	17
2.2.2	Vyvrtávací stroje.....	18
2.2.3	Frézovací stroje	19
2.3	Otočný stůl	20
2.3.1	Otočné stoly manipulační a montážní.....	20
2.3.2	Otočné stoly indexovací.....	21
2.3.3	Otočné stoly souvisle řízené.....	22
2.3.4	Otočné stoly karuselovací	23
2.3.5	Otočné stoly naklápací	24
2.4	Náhon desky stolu.....	25
2.4.1	Přímý náhon – torzní motor	25
2.4.2	Náhon ozubeným soukolím.....	26
2.4.3	Náhon šnekovým převodem.....	28
2.4.4	Náhon vačkou.....	29
2.4.5	Náhon řemenem.....	29
2.5	Ložiska otočných stolů.....	30
2.5.1	Hydrodynamická ložiska.....	30
2.5.2	Hydrostatická axiální ložiska	31
2.5.3	Axiálně radiální válečková ložiska	32
2.5.4	Axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem	33
2.5.5	Křížová válečková ložiska	34
2.6	Odměrování	35
2.6.1	Způsoby odměrování podle umístění čidla	35
2.6.2	Způsoby odměrování podle druhu signálu	35
2.6.3	Způsoby odměrování podle použité technologie	35
2.7	Zpevnění.....	37
2.7.1	Hirthův věnec	37
2.7.2	Pneumatické zpevnění	38
2.7.3	Hydraulické zpevnění	39
2.8	Upínací desky	40
2.9	Těsnění upínacích desek stolu	41
3	PŘEHLED OTOČNÝCH STOLŮ PŘEDNÍCH VÝROBCŮ NA TRHU	42
3.1	FERMAT.....	42
3.2	Demmeler	42
3.3	ŠMT	44
4	KONSTRUKČNÍ NÁVRHY VARIANT	45
4.1	Zadání a specifikace požadavků	45
4.2	Analýza relevantních konstrukčních variant	46
4.3	Varianta 1: Pohon master – slave, axiálně – radiální ložisko.....	47
4.4	Varianta 2: Pohon přímým momentovým motorem, axiálně – radiální ložisko.....	48
4.5	Varianta 3: Pohon master – slave, hydrostatické ložisko.....	49
4.6	Varianta 4: Pohon přímým momentovým motorem, hydrostatické ložisko	49

4.7	Varianta 5: Pohon master – slave, valivé uložení do axiálních a radiálních ložisek	50
4.8	Varianta 6: Pohon přímým momentovým motorem, valivé uložení do axiálních a radiálních ložisek	50
4.9	Varianta 7: Pohon master – slave, hydrodynamické ložisko	51
4.10	Varianta 8: Pohon přímým momentovým motorem, hydrodynamické ložisko	51
5	VOLBA NEJLEPŠÍ KONSTRUKČNÍ VARIANTY	52
5.1	Výběr parametrů	52
5.2	Párové porovnání parametrů	53
5.3	Určení váhy významnosti parametrů	53
5.4	Výpočet indexů změn rostoucích a klesajících parametrů	54
5.5	Vyhodnocení výsledků analýzy	56
6	KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZVOLENÉ VARIANTY	57
6.1	Postup procesu návrhu	57
6.2	Projektový návrh stolu	58
6.3	Deska stolu	59
6.4	Náhon desky stolu	62
6.4.1	Motor – statické hledisko	63
6.4.2	Motor – kinematické hledisko	63
6.4.3	Motor – dynamické hledisko	64
6.4.4	Motor – volba motoru, kontrola oteplení	65
6.4.5	Převodovka	66
6.4.6	Ozubené soukolí náhonu desky stolu	68
6.4.7	Mazání ozubení	72
6.4.8	Konzoly pohonů	73
6.5	Uložení desky stolu	75
6.6	Zpevnění desky stolu v poloze	79
6.7	Odměrování natočení desky stolu	82
6.8	Krytování stolu	84
6.9	Rám stolu	86
6.10	Celková sestava stolu	87
7	ZHODNOCENÍ A DISKUZE	89
8	ZÁVĚR	91
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	93
10	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK	99
10.1	Seznam tabulek	99
10.2	Seznam obrázků	99
10.3	Seznam použitých zkratk a symbolů	103
11	SEZNAM PŘÍLOH	105

1 ÚVOD

Otočný stůl je zařízení, které umožňuje otáčet s předměty na něm upnutými. Otočných stolů existuje více druhů dle způsobu použití – jako otočná osa obráběcího stroje, manipulační zařízení, nebo montážní stůl. Tato práce se zabývá stolem sloužícím k přesnému polohování obrobků do hmotnosti 65 tun. Jeho smyslem je umožňovat upínání a přesné polohování obrobku při obrábění. Své primární využití nachází zejména jako přídavné zařízení pro horizontální a portálová frézovací centra. Otočné stoly jsou konstruovány s ohledem na využití pro konkrétní technologické aplikace.

Tato práce je rozdělena na dvě části – teoretickou řešerši problematiky otočných stolů s důrazem na samotnou otočnou osu stolu, a návrhovou část s návrhy variant, volbou konkrétního řešení a postupem návrhu tohoto řešení.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Obráběcí stroj

Obráběcí stroj je strojní zařízení určené k obrábění polotovaru za účelem dosažení cílového tvaru obrobku. Obrábět lze pomocí účinků mechanických, elektrických, chemických, případně jejich kombinacemi. Třískovým obráběním rozumíme vytváření povrchu obrobku určitého tvaru, rozměrů a jakosti mechanickým odebíráním materiálu v podobě třísek. Odběr je realizován pomocí řezného nástroje.[1][2]

Obráběcí stroje dělíme dle způsobu řízení os na konvenční – ručně řízené, a číslicově řízené. Je-li číslicově řízený obráběcí stroj vybaven počítačem, nazýváme ho CNC strojem.[1]

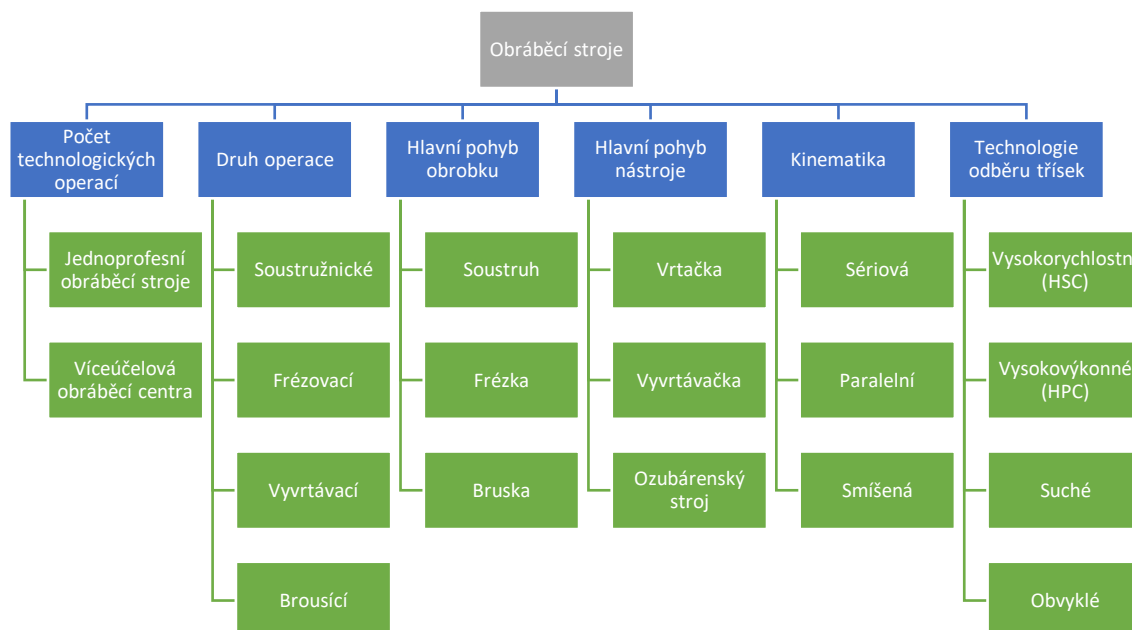
Pojem CNC obráběcí centrum označuje číslicově řízený obráběcí stroj, který je z hlediska své funkce schopen plnit více funkcí než jen obrábět. Definice obráběcího centra podle ISO stanoví požadavky na funkce:[1][2]

- provádění různých druhů technologických operací při jednom upnutí obrobku
- práce v automatickém cyklu
- automatický výběr a výměna nástrojů a obrobků
- automatické nastavení vzájemné polohy obrobku a nástroje
- možnost víceosého vysokorychlostního obrábění

2.2 Rozdělení obráběcích strojů

2.2.1 Základní rozdělení

CNC obráběcí stroje lze rozdělit podle šesti hledisek, viz. (Obr. 1).



Obr. 1) Rozdělení obráběcích strojů dle kritérií s uvedenými příklady. [1]

Kromě tohoto členění existují i různé kombinace možností provedení strojů. Jednoprofesionální CNC obráběcí stroje používají pro obrábění primárně jeden druh technologické operace, a to:

- frézování
- soustružení
- vrtání, zahlubování, vyhrubování, závitování
- vyvrtávání
- broušení
- výrobu ozubení

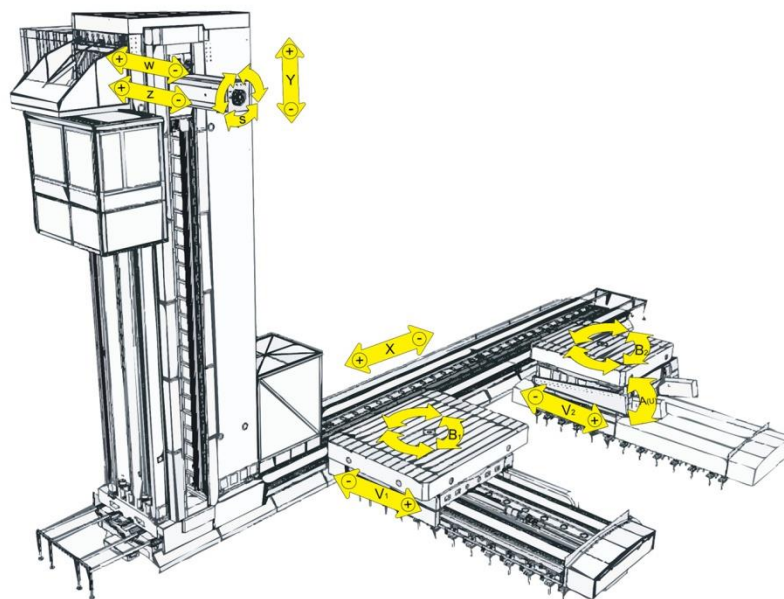
Otočné stoly se používají především na frézovacích a vyvrtávacích strojích. Rovněž jsou běžně používány v obráběcích centrech multifunkčních a na nerotační součásti. Tyto stroje slouží hlavně k obrábění nerotačních obrobků, předpokládá se, že hlavní řezný pohyb nekoná obrobek. [1][3]

2.2.2 Vyvrtávací stroje

Vyvrtávací stroje tvoří velkou skupinu obráběcích strojů různých koncepčních řešení. Jsou to stroje určené k obrábění otvorů a čelních ploch. Koncepce těchto strojů umožňuje výkonné i přesné obrábění různých tvarů, zejména se používá pro obrábění nerotačních součástí.[4]

Hlavní řezný pohyb koná nástroj upnutý v pracovním vřetenu. Jelikož se orientace působení řezných sil při hlavním řezném rotačním pohybu periodicky mění, jsou kladeny vysoké nároky na celkovou tuhost stroje. Podle základní konstrukční koncepce a využití se vyvrtávací stroje dělí na:

- stolové
- křížové
- deskové (Obr. 2)



Obr. 2) Horizontální CNC vyvrtávačka deskového typu WRF Heavy od společnosti FERMAT.[5]

Horizontální vyvrtávačky jsou univerzální stroje vhodné k obrábění složitých součástí v kusové a malosériové výrobě. Umožňují při jednom upnutí provést současně nebo postupně různé operace až z pěti stran obrobku – pro tuto možnost bývá u mnoha strojů instalován otočný stůl. Na CNC horizontálních vyvrtávacích centrech lze vykonávat operace vrtání, vystružování, zahlubování, vyvrtávání, soustružení, frézování, protahování, obrážení nebo broušení. Pro tyto obráběcí stroje je typické použití širokého spektra příslušenství a přídavných zařízení. [1]

2.2.3 Frézovací stroje

Frézovací stroje jsou zařízení primárně určená k technologické operaci frézování. Tato technologie spočívá ve využití mnohobřitového nástroje, jehož břity vcházejí do záběru postupně, a potom opět postupně vycházejí. Díky tomu je cyklicky proměnná výsledná řezná síla a moment na nástroji. Frézování dělíme dle orientace polohy nástroje vůči obrobku na obvodové a čelní. Z hlediska orientace hlavních pohybů se frézování dělí na sousledné a nesousledné. Při sousledném frézování má nástroj smysl rotace ve směru posuvu obrobku. Tento způsob vyžaduje menší řezný výkon a přitlačuje obrobek ke stolu, díky čemu jsou potřeba menší upínací síly. Při frézování nesousledném je smysl rotace nástroje proti směru posuvu. Řezná síla má složku působící směrem nahoru od stolu, což klade vyšší nároky na kvalitu upnutí ke stolu.[1][2]

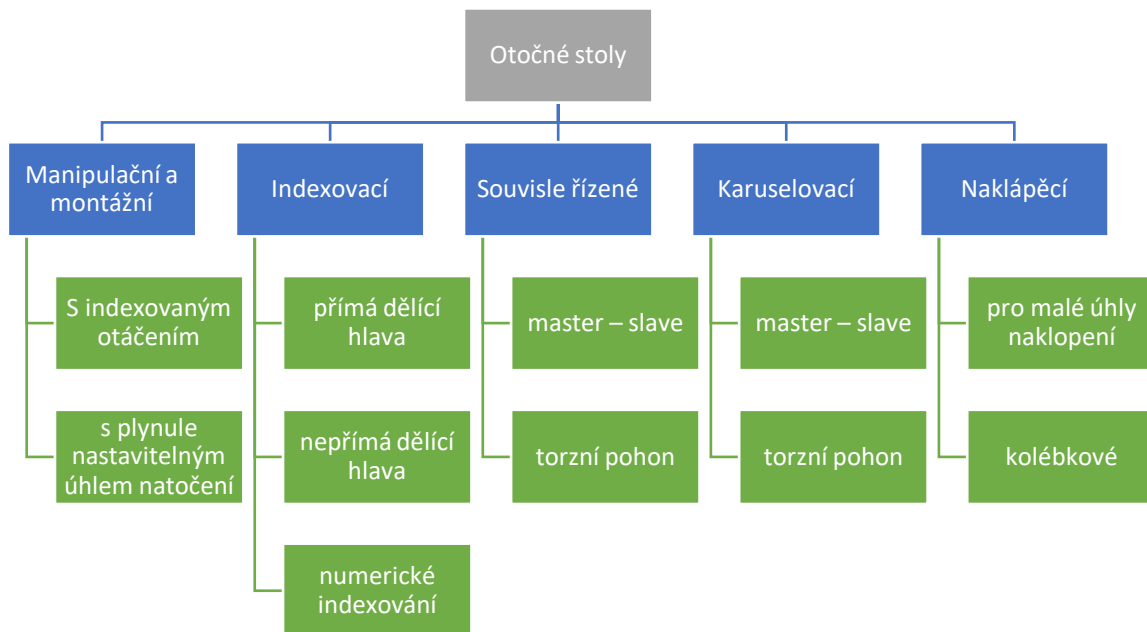
Frézky se dle konstrukce dělí na:

- konzolové
 - svislá osa vřetene
 - vodorovná osa vřetene
 - univerzální
- stolové a ložové
 - svislá osa vřetene
 - vodorovná osa vřetene
 - univerzální
- portálové
 - spodní gántry
 - horní gántry
 - s pohyblivým stolem

Otočný stůl lze k frézce připojit jako přídavné zařízení přimontováním ke stolu frézky, kdy k utažení se používají T – drážky stolu. Dále je možné otočný stůl přikotvit na základ. Některé frézky jsou v rámci své vlastní konstrukce vybaveny otočným nebo otočně-naklápěcím stolem, který tak umožňuje obrábět z více stran.

2.3 Otočný stůl

Otočný stůl je obecně zařízení, které slouží k manipulaci s předměty pomocí otáčení, popř. dalšího polohování. Využití nachází v průmyslu v technologických procesech obrábění nebo montáže. Otočné stoly pro obráběcí stroje slouží k polohování obrobků otáčením okolo své osy, některé i s naklápěním vůči základní rovině stolu. Jde o přídatné zařízení obráběcích strojů, které je instalováno pro účel rozšíření pracovních možností obráběcího stroje. Používá se u obráběcích strojů na nerotační součásti, tedy především vyvrtávačkách, frézkách a multifunkčních obráběcích centrech. Stoly se liší dle svých funkčních možností, konstrukčních provedení nebo řízení (Obr. 3).



Obr. 3) Rozdělení druhů otočných stolů

2.3.1 Otočné stoly manipulační a montážní

Tyto stoly jsou navrženy pro účely otáčení dílů okolo osy stolu, nebo přesouvání dílů po kruhové dráze. Využívají se velmi rozmanité koncepce řešení stolů. Uplatnění tyto stoly nachází v širokém spektru průmyslových aplikací, například u montážních strojů, balících zařízení, plnicích strojů apod. Proto je rozsah technických provedení těchto stolů velmi široký.

Volba stolu podléhá požadavku aplikace stolu, přičemž nejdůležitějšími parametry pro volbu jsou rozměry, požadavky pro pohyb stolu, maximální silové a momentové zatížení. Na rozdíl od otočných stolů pro obrábění zde nehraje tak důležitou roli tuhost nebo přesnost. Oproti tomu jsou více sledovány například možnosti konkrétního dělení otáčení a schopnost rychle cyklovat. Podle způsobu otáčení se dají tyto stoly zařadit do dvou skupin – stoly s pevným dělením otáčení a stoly s plynulým natavováním úhlu otočení. Dále pak může být otáčení realizováno okolo osy vodorovné nebo svislé.

Pohánění desky stolu se liší dle aplikace a zátěže. Pro dílenskou manipulaci s lehkými objekty lze využít pro otáčení i sílu lidské ruky, například u klasického otočného stolu s klikou. Pro různé výrobní linky jsou na trhu dostupné stoly s krokovacími pohony nebo pneumatickými pohony (Obr. 4).[6][7]

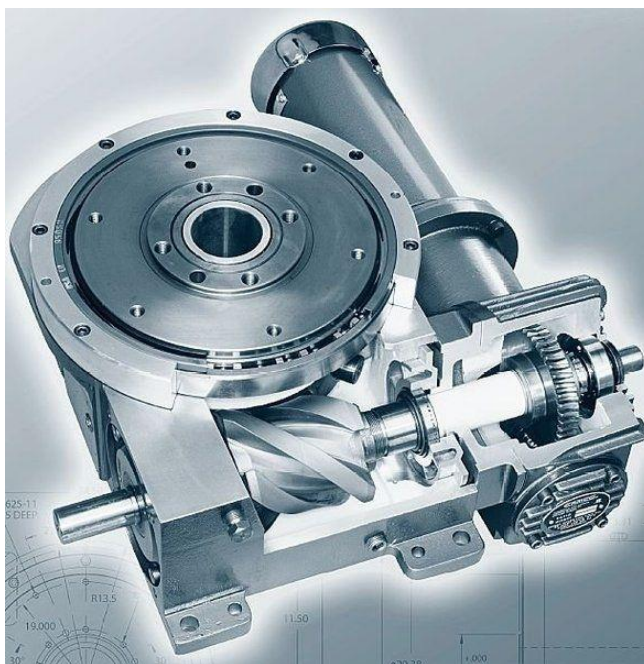


Obr. 4) Otočný indexovací montážní stůl s pneumatickým pohonem typ DHTG od společnosti FESTO. [8]

2.3.2 Otočné stoly indexovací

Indexovací stoly (Obr. 5) jsou takové stoly, které používají pro své polohování pohyb z bodu do bodu, kdy tyto body jsou předem definovány. Pro tyto stoly platí, že s objektem upnutým na stole se nijak nepracuje, dokud není stůl zastaven v jasně definované poloze. [9]

Nejčastěji se u těchto stolů setkáme s ručně ovládanou dělicí hlavou. Tyto dělicí hlavy se dělí na přímé a nepřímé.



Obr. 5) Řez indexovacím otočným stolem výrobní řady RDM od společnosti CAMCO. [10]

Přímá dělicí hlava je pro dělení kružnice vybavena kotoučem s otvory, které rozdělují kružnici na pravidelné stejně velké úseky. Natáčení stolu je prováděno otáčením kliky s aretačním čepem. Kliky v tomto případě otáčí stejně jako stůl – jedna její otáčka je zároveň jednou otáčkou stolu. Díky tomu počet otvorů v kotouči definuje počet nastavitelných poloh. Pro změnu polohy se vytáhne čep z otvoru kotouče v počátečním bodě, otočí se klikou a v konečném bodě se čep zastrčí do požadovaného otvoru v kotouči, čímž dojde ke zpevnění v poloze.[11]

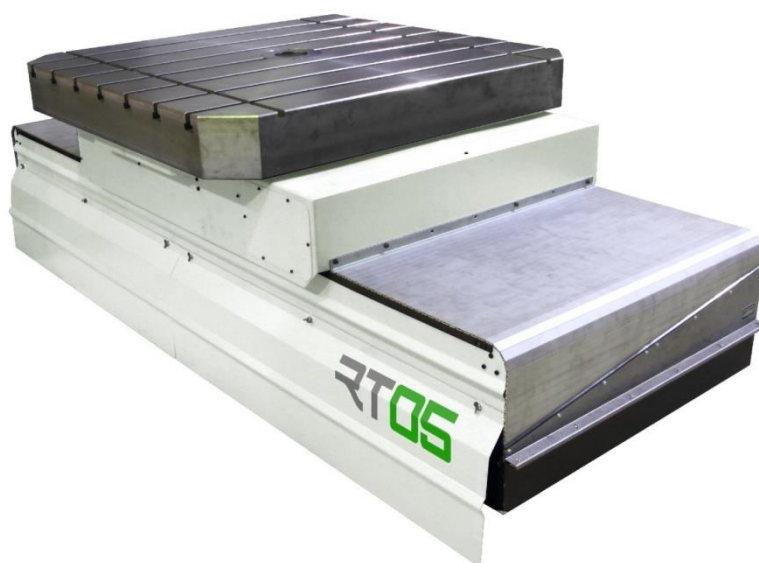
Nepřímá dělicí hlava používá taktéž děrovaný kotouč a kliku, ale oproti přímé hlavě je mezi klikou a stůl umístěn šnekový převod, nejčastěji v poměru 1:40, což znamená jednu otáčku stolu na čtyřicet otáček kliky. Díky převodu lze realizovat touto metodou velký počet různých roztečí s velmi dobrou přesností. [11]

Na trhu jsou také dostupné indexovací stoly řízené numericky, kdy je mechanismus podobný ručně ovládaným stolům, ale indexování je realizováno v použitém pohonu. Existují různá řešení, která lze využít jako přídatné numerické indexování i u strojů které k tomu nebyly z výroby vybaveny.[9][12]

2.3.3 Otočné stoly souvisle řízené

Souvisle řízené stoly (Obr. 6) jsou otočné stoly, které umožňují konat pracovní operace za rotace stolu. Jde o typické řešení stolů pro CNC obráběcí stroje. Rotační osu stolu lze použít jak k polohování, tak i k obrábění za rotace stolu. U obrábění s tímto typem stolu se předpokládá, že hlavní řezný pohyb koná nástroj upnutý v pracovním vřetenu. Upínací deska stolu mívá obvykle čtvercový tvar, k upínání bývá vybavena T – drážkami kolmými k hranám stolu.[9]

Pro tento typ stolu se vždy uvažuje pohánění motory, přičemž běžně se používá pohon s elektronickým předepnutím Master – Slave nebo torzní pohon. Řízení a ovládání stolu včetně pohonů se dělá tak, aby šlo integrovat do CNC řízení obráběcího stroje, který bude stůl používat.[13][14]



Obr. 6) Souvisle řízený otočný stůl RT05 od společnosti RETOS VARNSDORF. [15]

U otočného stolu k CNC obráběcím strojům se předpokládá využití pro operace frézování, vrtání a vyvrtávání. Hlavními technickými požadavky na otočné stoly pro tyto technologie jsou přesnost otáčení, opakovatelnost polohy, tuhost a nosnost. Běžná koncepce CNC stolu není určena pro operace, při kterých obrobek koná hlavní řezný pohyb. Proto není rychlost, výkon a točivý moment prioritou při výběru otočného stolu. [16]

2.3.4 Otočné stoly karuselovací

Karuselovací otočné stoly (Obr. 7) jsou souvisle řízené stoly určené jako přídavné zařízení k upínání obrobků. Jde o speciální řešení stolů pro CNC obráběcí stroje. Oproti klasickým otočným stolům se u nich uvažují nejen operace frézování, vrtání a vyvrtávání, ale i soustružení a broušení. Rotační osu stolu lze použít jak k polohování, tak i k obrábění za rotace stolu, přičemž se předpokládá i situace, kdy hlavní řezný pohyb koná obrobek. Karuselovací stůl má díky těmto možnostem velmi široké možnosti využití při obrábění. Upínací deska stolu má obvykle kruhový tvar, k upínání bývá vybavena drážkami směřujícími ke středu desky, nebo rovnoběžnými drážkami vedle sebe. [16]

Tento typ stolu vyžaduje vysoce výkonné pohony, běžně se používá pohon se elektronickým předepnutím Master – Slave nebo torzní pohon. Pro správnou funkci tyto stoly bývají vybaveny možností připojení řízení stolu k různým CNC obráběcím strojům. [16]

Díky širokému spektru předpokládaných obráběcích operací je při návrhu klást důraz nejen na přesnost otáčení, opakovatelnost polohy, tuhost a nosnost, ale i rychlost otáčení, výkon a točivý moment. Jde o kombinaci nejlepších vlastností otočných stolů s nejlepšími vlastnostmi upínacích desek karuselů, což znamená vysoké nároky jak na pohony, tak na ložiska a ostatní namáhané prvky. [16]

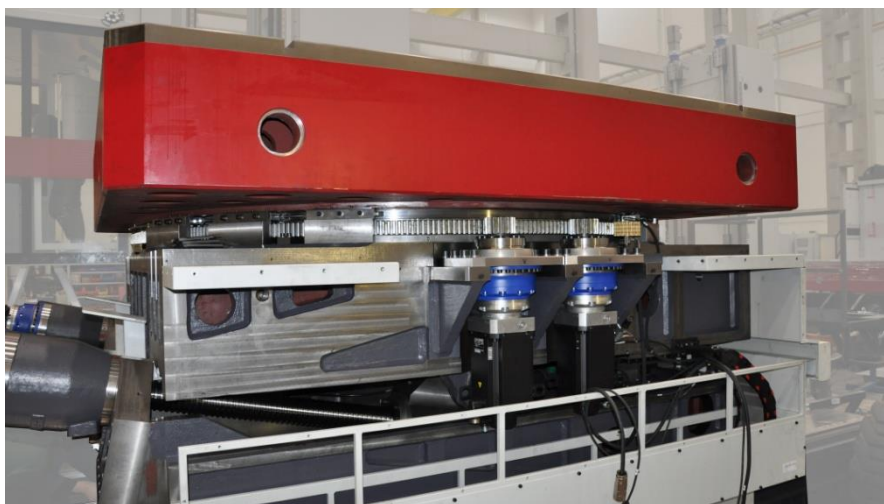


Obr. 7) Karuselovací otočný stůl řady DDRCT s torzním pohonem a valivým uložením od společnosti Demmeler. [16]

2.3.5 Otočné stoly naklápěcí

Naklápěcí otočné stoly (Obr. 8) jsou zvláštním typem otočných stolů, které umožňují kromě otáčení obrobku také jeho naklopení. Existuje více druhů naklápěcích stolů.

Velké otočné naklápěcí stoly pro horizontální vyvrtávačky bývají obvykle navrženy pro malé naklápění do úhlu 10° sklonu vůči vodorovné poloze. K naklápění se používají různé mechanismy, většinou se využívá posuvná vačka pod opěrnou částí stolu. Tyto stoly nachází uplatnění nejčastěji v obrábění velkých dílů na větrné elektrárny. [16][17]



Obr. 8) Pohled na otočné a naklápěcí mechanismy naklápěcího stolu výrobní řady TT od společnosti FERMAT. [17]

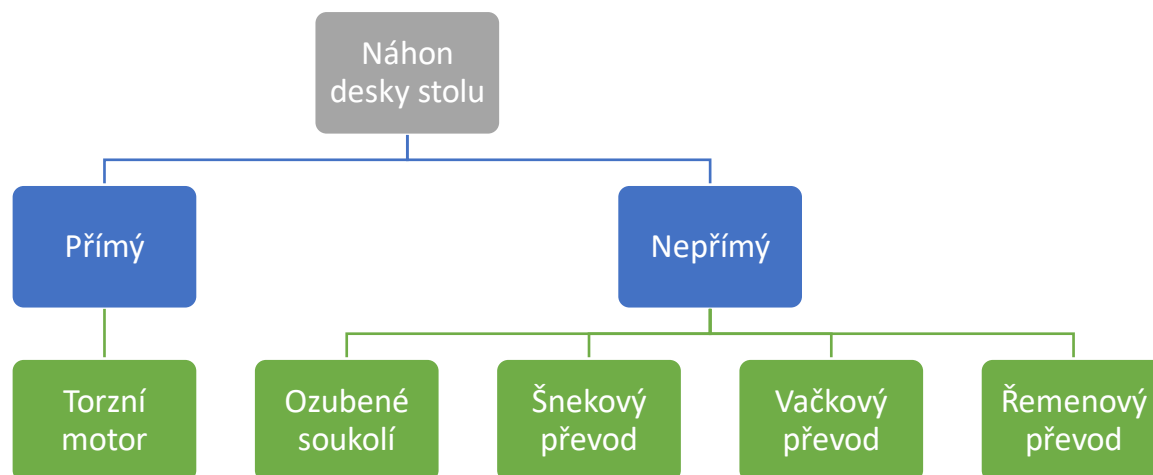
Dalším velmi rozšířeným provedením stolu je naklápěcí kolébkový otočný stůl (Obr. 9). Toto zařízení je oblíbeným příslušenstvím frézovacích strojů, protože díky svým dvěma osám otáčení (rotace okolo osy desky stolu a rotace kolébky) významně rozšíří možnosti obrábění. Z tříosé frézky se při použití kolébkového otočného stolu stává pětiosý obráběcí stroj. Tyto stoly jsou buď již vestavěnou součástí pětiosé frézky, nebo je lze pořídit jako přídavné zařízení. Dle způsobu uložení kolébacího tělesa s upínací deskou stolu lze rozdělit tyto stoly na kolébkové se symetrickým podepřením ve dvou místech, a kompaktnější stoly letmo uložené pouze na jedné straně. [18]



Obr. 9) Kolébkový otočný stůl TR160 od společnosti Haas. [19]

2.4 Náhon desky stolu

Rotační náhonové soustavy aplikovatelné pro otočné stoly lze rozdělit na způsoby uvedené v (Obr. 10):



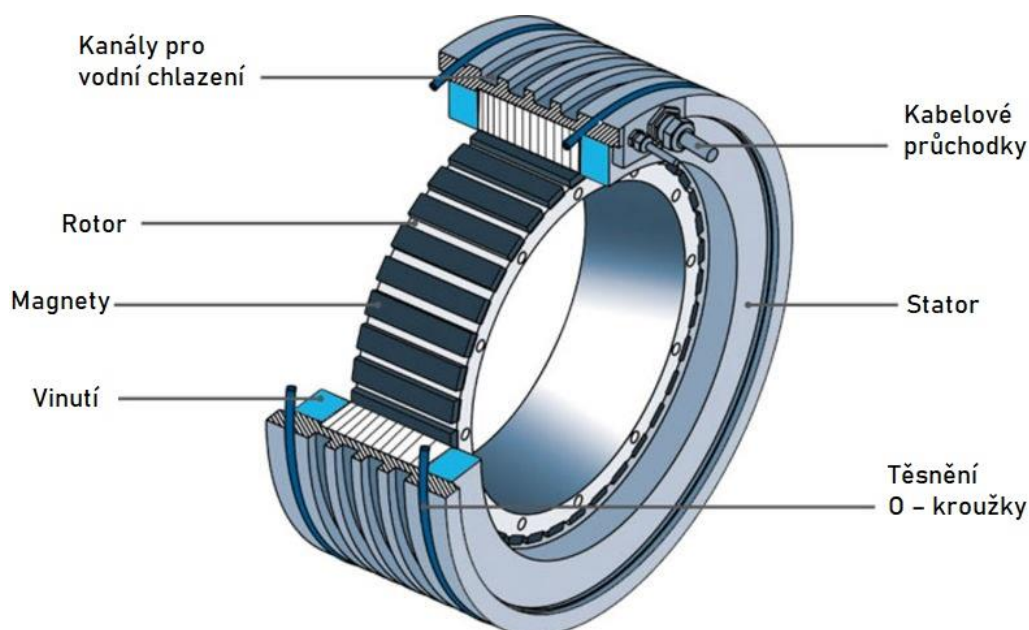
Obr. 10) Rozdělení způsobů náhonu rotační náhonové soustavy. [3]

2.4.1 Přímý náhon – torzní motor

Přímým pohonem torzním motorem rozumíme momentový motor (Obr. 11), který přímo pohání zátěž. Pohon tohoto typu se používá pro otáčení upínací deskou stolu. U tohoto typu pohonu je motor se zátěží spojen přímo, čímž odpadá celá řada mechanických komponent při řešení pohonu stolu.

Momentové motory jsou zvláštním druhem bezkartáčových synchronních strojů s permanentními magnety. Zátěž je spojena s rotorem bez použití převodových mechanismů. Díky vysokému počtu pólů umožňují tyto motory dosáhnout vysokého krouticího momentu v nízkých otáčkách dokonce i za klidu. Jejich konstrukce díky tvaru velkého dutého válce umožňuje montáž pohonu přímo pod desku stolu, což je velmi výhodné pro řešení při požadavku úzké zástavby. Pro účely návrhu otočného stolu je výhodná taktéž skutečnost, že se tyto pohony vyrábí o velkých vnitřních průměrech. [20][3]

Na rozdíl od tradičních pohonů se dimenzují pouze dle momentu, nikoli dle výkonu. Maximální krouticí moment dosažitelný motorem je udáván špičkovým momentem. Trvalý moment pro trvalou zátěž je dán tepelnou rovnováhou – závisí na množství tepla, které je soustava schopna odvést při trvalé zátěži bez nárůstu teploty nad povolenou mez. Při návrhu je tedy nutné vzít v potaz nutnost dobrého chlazení motoru. [20][3]



Obr. 11) Princip momentového motoru. [21] (přeloženo)

Výhody tohoto typu pohonu jsou pro použití v otočných stolech velmi rozsáhlé. Kompaktní prstencový tvar poskytuje prostor pro instalaci dalších komponent, jako jsou ložiska nebo odměřování. V oblasti dynamických vlastností jsou výhodné skutečnosti, že oproti klasickým pohonům odpadají problémy s vůlemi a pružnostmi členů přenosu pohybu. Je tedy dosaženo vyšší tuhosti. Absence převodových prvků vede ke snížení ceny o tyto nepotřebné položky. Rovněž z hlediska životnosti a údržby je výhodné, že nedochází k mechanickému opotřebení komponent motoru, jelikož mezi rotorem a státorem není žádný přímý kontakt. Široký rozsah momentů a otáček je další předností tohoto typu pohonu. Vysoký krouticí moment je k dispozici od klidového stavu až po relativně vysoké otáčky, nicméně od určité hodnoty otáček postupně klesá. Dnes je již k dispozici rozsáhlé příslušenství k vysoce kvalitní regulaci a odměřování. Existují celé modulární systémy pro návrh a stavbu otočných stolů zahrnující tento typ pohonu, přičemž např. společnost Schaeffler takto umožňuje zákazníkům volbu komponent na míru dle požadavků konkrétního otočného stolu pro konkrétní výrobní stroje.[20][3][22]

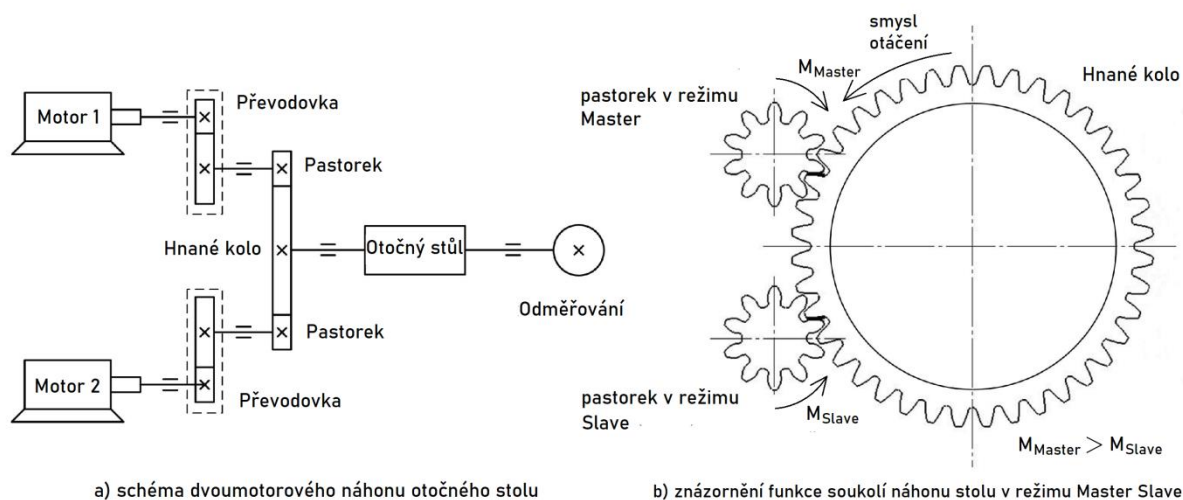
Od tohoto řešení pohonu ovšem může odradit relativně vyšší cena. Významnou technickou nevýhodou je nutnost dobrého chlazení pro odvod tepla z motoru. Tento problém má většinou řešení již od výrobce motoru, chlazení bývá řešeno chladicími kanály v tělese motoru pro účel chlazení vodním okruhem. Existují ale i varianty bez vodního chlazení, zde se obvykle uvažuje vzduchové chlazení. [3][23]

2.4.2 Náhon ozubeným soukolím

Náhon ozubeným soukolím je způsob řešení náhonu, který využívá k přenosu otáček a momentu z motoru na rotační soustavu převod ozubenými koly. Rotační servomotor pohání pastorek, který je v záběru s ozubeným věncem stolu – vlivem rotace pastorku dochází k odvalování a pohybu věnce. Často bývá mezi motor a pastorek vložena převodovka. Nevýhodou této kinematické dvojice je její nesamosvornost. Ve většině případů je proto

nutné aplikovat brzdu. Dále je pro dosažení tuhosti a přesnosti důležité vymezení vůle v ozubení.[3]

Existuje několik způsobů vymezení vůle pastorku a ozubeného věnce. V případě náhonu jedním motorem je možné vymežit vůli mechanicky pružinou, hydraulicky nebo duplexním pastorkem. Díky dnešním možnostem moderních řídicích systému se v praxi ustálilo řešení se dvěma motory, umožňující elektronické předepnutí dvěma pastorky v režimu Master Slave (Obr. 12). Princip Master Slave spočívá v tom, že se řízeným způsobem vytváří předpětí působením jednoho z motorů proti smyslu požadovaného pohybu. Motor v režimu Slave působí určitou silou proti směru pohybu soustavy, zatímco Master musí o tuto sílu více zabírat ve směru smyslu požadovaného pohybu. Soustava je tak uváděna do pohybu při zachování předpětí. Podle směru pohybu se může režim jednotlivých motorů měnit, tzn. při otáčení jedním směrem je první motor Master a druhý Slave, ale při otáčení opačným směrem je první motor Slave a druhý Master. Při obrábění je tedy stále vymezena vůle. Motory ovšem mohou působit i oba ve stejném směru, což je výhodné například pro rychloposuv.[3]



Obr. 12) Schéma náhonu typu Master Slave, znázornění principu funkce. [24]
(přeloženo a upraveno)

Náhon otočného stolu typu Master Slave se používá v několika provedeních. U prvního nejčastějšího provedení je přes vložené kuželové převodovky napojena torzní hřídel a řaditelnou převodovku na vodorovně situované servomotory. Servomotory mohou být také uspořádány svisle, je-li to výhodnější – potom není nutné použít kuželové převodovky. Dále je možné využít provedení pomocí dvou nezávislých servomotorů, kdy u jednoho náhonového řetězce je vymezena vůle (slouží jako svislá osa C) a u druhého není vymezena vůle (slouží jako soustružnický náhon).[3]

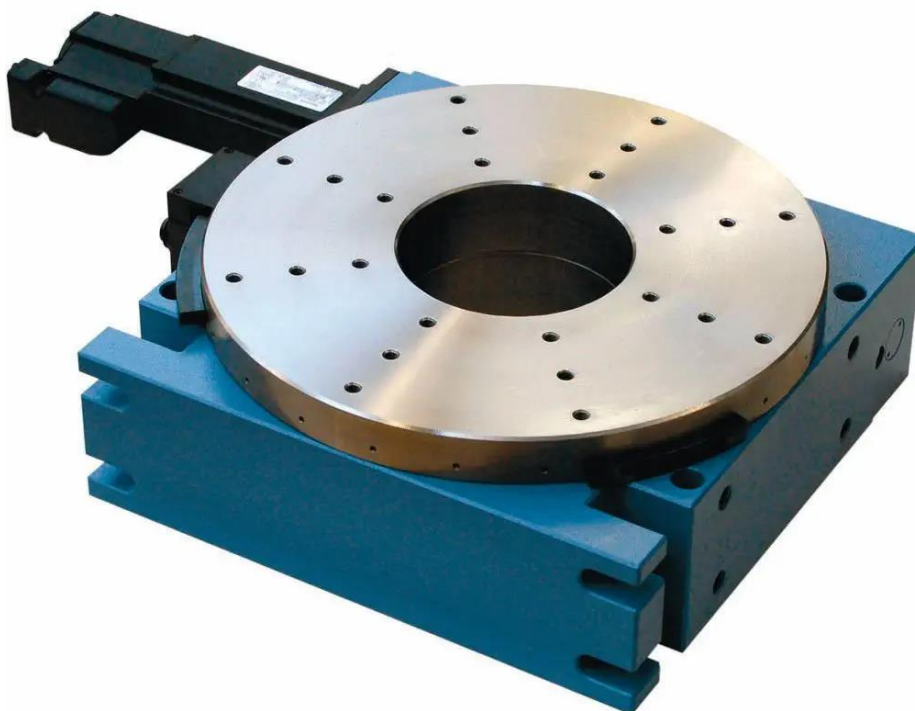
Náhon ozubeným soukolím je výhodný pro aplikace, kde se předpokládá velké výkonové a momentové zatížení. Další výhodou je přesnost pohybu vlivem předepnutí. Nevýhodou je ovšem poměrná složitost návrhu z hlediska velkého počtu potřebných komponent. Dále také vlivem tření v ozubení a namáhání ložisek může docházet používáním k opotřebení těchto součástí.

2.4.3 Náhon šnekovým převodem

Šnekový převod je převod soukolí s mimoběžnými osami rotace, u kterého je hnacím prvkem šnekový hřídel – jeho ozubení tvoří většinou jeden až čtyři zuby, které jsou ve tvaru spirály navinuté na hřídel. Pro tento převod jsou charakteristické velmi vysoké převodové poměry, obvykle v rozsahu 1:5 až 1:100. Kola a šneky se vyrábí v provedení s válcovým tvarem pro méně namáhané převody, nebo globoidním tvarem pro vysoké výkony. [25]

Náhon otočného stolu šnekem (Obr. 13) se používá, pokud prostorové poměry nedovolují umístit motor prostorově dle potřeby. Dále je toto řešení aplikováno při potřebě vysokého krouticího momentu. Ve vztahu k rozměrům dosahují tyto převody velkých přenosových výkonů. V případě globoidního provedení je chod tichý a plynulý. Při volbě vhodného řešení lze docílit samosvornosti převodu. [1][26]

Nevýhody šnekového převodu jsou dány především složitým tvarem jeho součástí. Šnek i kolo musí být vyrobeno velmi přesně. Jsou proto kladeny vysoké nároky na geometrickou přesnost nástrojů pro výrobu ozubení. Případné nepřesnosti vedou k trhavému pohybu, většímu vývinu tepla a zvýšenému opotřebení soukolí. Další nevýhodou je potřeba mazání převodu v olejové lázni. Nevýhodná je u tohoto převodu nižší účinnost oproti převodům čelním. [26]



Obr. 13) Otočný stůl RT1 od společnosti Föhrenbach GmbH, s náhonem šnekovým soukolím. [27]

2.4.4 Náhon vačkou

K náhonu otočných stolů se používají také vačkové mechanismy (Obr. 14). Speciální často užívanou vačkou pro tyto účely je vačka globoidní, která pracuje na principu odvalování válcových kladek ve speciálně tvarované drážce. Vačka ve tvaru válce se drážkou s proměnným stoupáním svou rotací unáší kladky upevněné v disku výstupního hřídele, čímž dochází k rotaci stolu. Kladky výstupního hřídele mohou být orientovány osově rovnoběžně s osou rotace stolu, nebo na ni mohou být kolmé. [28]

Náhon vačkou se obvykle používá u manipulačních stolů, například pro balící, plnicí, tiskařské nebo montážní stroje. Podle tvaru vačky může být rotace souvislá nebo indexovaná – dle potřeb a požadavků zákazníka lze přizpůsobit výsledný pohyb. To je výhodné pokud chceme, aby stůl konkrétním způsobem krokoval. Za výhodu tohoto provedení bývá uváděna přesnost a plynulost otáčení. Velkou nevýhodou je ovšem značná složitost převodu, dána velmi komplikovaným tvarem vačky a počtu potřebných kladek. [29]



Obr. 14) Převod globoidní vačkou. [30]

2.4.5 Náhon řemenem

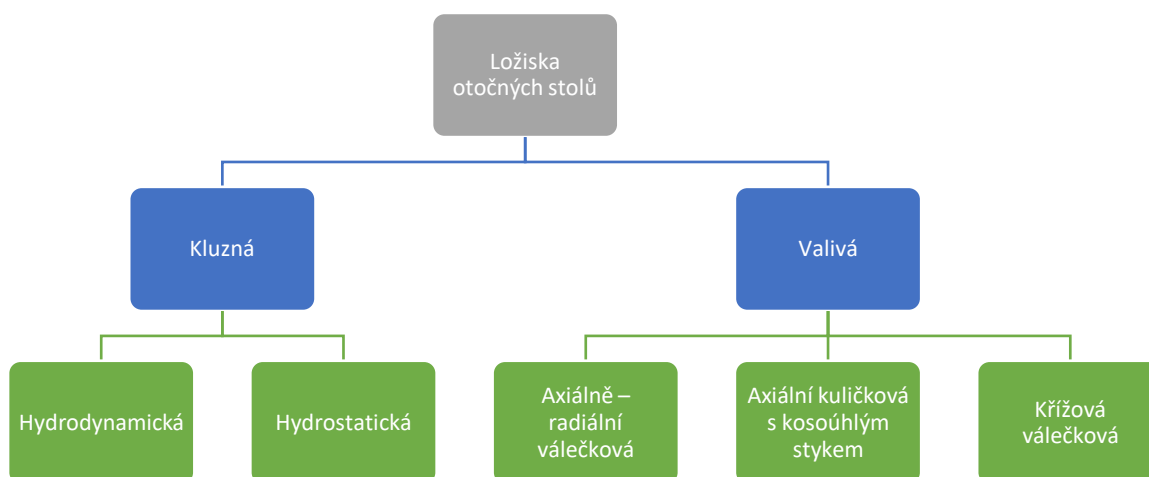
Řemenový náhon se používá k přenášení požadovaného výkonu při rovnoběžném uspořádání os řemenic na větší vzdálenosti. Řemen přenáší točivý moment z hnací kladky na hnanou tak, že smysl rotace obou kladek je stejný. Ve stavbě CNC strojů se používají především řemeny klínové a synchronní. Tento převod je mnohdy používán jako tlumící člen. [3]

V záběru je kvůli značné pružnosti řemene jedna část řemene natahována a druhá uvolňována, přičemž následuje trhané pohnutí hnané kladky. Potom se původně napnutá část řemene uvolní, a původně uvolněná část naopak napne. Vlivem této pružnosti dochází ke kmitání řemene. Díky tlumícím účinkům řemene ale toto kmitání vymizí. [3]

Kvůli relativně velké pružnosti řemenů a trhavosti přenášeného pohybu je použití náhonu stolu řemenem pro přesné polohování obrobků nevhodné.

2.5 Ložiska otočných stolů

Uložení desky otočných stolů je konstrukčně náročný uzel – v závislosti na aplikaci stolu musí uložení dokázat přenášet různě velká kombinovaná zatížení, a to jak momentová, tak i silová. Volba uložení se různí dle možného zatížení, rozměrů, přesnosti nebo ceny. V praxi se pro použití v otočných stolech ustálilo několik způsobů uložení, většinou do speciálních typů ložisek (Obr. 15).



Obr. 15) Rozdělení speciálních druhů ložisek používaných v konstrukci otočných stolů

2.5.1 Hydrodynamická ložiska

Hydrodynamická ložiska jsou ložiska, u nichž se mezi pohyblivými částmi vedení vytvoří mazací film až za pohybu, kdy vzniknou podmínky hydrodynamického mazání. Tato ložiska sestávají z dílů s vodícími plochami, které jsou spolu ve vzájemném fyzickém kontaktu. Mezi plochami vzniká vlivem kontaktu ploch tření. [3]

Rozhodující pro vlastnosti uložení je volba materiálů, které jsou spolu v kontaktu. Jednotlivé kombinace materiálů se liší ve velikosti součinitele smykového tření a dovoleného měrného tlaku. Vlivem tření dochází k mechanickému opotřebení ložiska. Vodící plochy se opotřebovávají méně, když mají rozdílnou tvrdost. Rozdílná tvrdost také zvyšuje odolnost proti zadírávání. Tvrdší plocha se opotřebovává pomaleji, proto výrobně složitější a důležitější plocha je zpravidla tvrdší. Materiál pro tvrdší plochy bývá obvykle šedá litina, povrchově kalená litina nebo kalená ocel. Za předpokladu dodržení potřebného utěsnění a čistoty ploch je vyššího opotřebení dosahováno na měkčím dílu. Proto se měkčí díl obvykle vyrábí tak, že vodící plochy jsou řešeny jako snáze demontovatelné a měnitelné díly. Tyto díly se obvykle vyrábí z šedé litiny nebo umělé hmoty. [3]

Opotřebení je závislé na kvalitě opracování ploch, kdy dokončovací operace opracování jsou převážně broušení a zaškrabávání. Velikost opotřebení stoupá s růstem měrného tlaku ve styčných plochách. Pro dosažení dobré odolnosti by tlak na plochách měl být rovnoměrně rozložen. Nejlepších třecích vlastností lze docílit zaškrabáním vodících ploch. Zaškrabané plochy lépe zadržují mazivo. [3]

Výhodou tohoto uložení desky stolu je vysoká tuhost – vodící plochy jsou o sebe opřeny na velkých přesných plochách, zatěžovací síla se rozkládá na velkou plochu, čímž vzniká relativně malý měrný tlak a minimální tvarová deformace v místě kontaktu. Nevýhodou je ovšem výrazně vyšší tření oproti valivým nebo hydrostatickým vedením. Díky třecímu kontaktu u těchto vedení nastává problém s opotřebením třecích ploch, což vede k náročnější údržbě. Potřeba prevence opotřebení přináší další problémy v podobě nutnosti zajištění čistoty ploch. Významnou funkční nevýhodou je nestabilita pohybu – vlivem rozdílu mezi třením za klidu a pohybu dochází k trhavému pohybu, který může snížit jakost obrábění. Tento problém lze ovšem částečně řešit speciálními mazivy a volbou materiálů s minimálním rozdílem třecích součinitelů v klidu a pohybu. Z výrobního hlediska jde o složitou a cenově náročnou formu uložení – kontaktní plochy musí být velmi přesně obrobené a zaškrabané. [3]

2.5.2 Hydrostatická axiální ložiska

Hydrostatická kruhová ložiska (Obr. 16) se u otočných stolů a upínacích desek karuselů používají hlavně jako ložiska axiální. Existují ale také radiální nebo radiálně-axiální varianty těchto ložisek.



Obr. 16) Uložení otočného stolu o průměru 4000 mm s radiálním a axiálními hydrostatickými ložisky od společnosti Zollern. [31]

Pro tato ložiska platí stejné zákonitosti jako pro hydrostatická lineární vedení. Princip spočívá v dodávání tlakového oleje mezi vodící plochy, čímž se vytváří olejová vrstva mezi plochami. Docílí se tak kapalinného tření, které má velmi malý třecí součinitel. Hydrostatické vedení je tvořeno dvěma vodícími plochami. Jedna plocha je zcela hladká, druhá je opatřena nejméně třemi ložiskovými kapsami – do těchto kapes je přiváděn tlakový olej. Vedení se řídí tzv. Hagenovým – Poiseuilleovým zákonem, který udává vztah mezi tloušťkou vrstvy oleje, rozměry kapes, tlakem a průtokem. Při vzrůstu zatížení vedení dochází ke zmenšení tloušťky mezery a zvětšení tlaku. Proto jsou kapsy vybaveny regulačními prvky, které se používají k seřizování rovnoběžnosti protiploch vedení, přičemž nejlepší je membránové stavitelné škrcení. Tento typ škrcení zajistí kvalitní tuhost a přibližně konstantní tloušťku olejové vrstvy. Zásobování kapes olejem zajišťuje hydraulický obvod,

který může být vybaven jedním společným čerpadlem, nebo více čerpadly pro jednu či více kapes. [3]

Uložení hydrostatická se dají rozdělit na otevřená a uzavřená. Otevřená vedení jsou tvořena soustavou pouze dvou vodících ploch, kdy jedna má ložiskové kapsy. Otevřená jsou vhodná, pokud lze předpokládat rovnoměrné zatížení desky, nevhodná jsou pro aplikace s velkými klopnými momenty. Pro tuhost vrstvy oleje je u otevřených vedení taktéž důležité, aby bylo zajištěno vysoké počáteční zatížení. Uzavřená vedení jsou oproti otevřeným vybavena navíc doplňujícími vodícími plochami. Tyto vodící plochy působí tlakem oleje proti hlavním vodícím plochám, výslednice sil v jednotlivých jednotkách je pak v rovnováze s vnějším zatížením. Uzavřená hydrostatická vedení jsou vhodná pro použití v případech, kdy se předpokládá velké nerovnoměrné zatížení, velké klopné momenty nebo není splněna podmínka potřebného počátečního zatížení. [3]

Výhodou hydrostatického uložení je mimořádně malý součinitel tření (0,000 005), tření s rychlostí ovšem narůstá. Opotřebením díky absenci tření prakticky nevzniká. V kolmém směru na vodící plochy má uložení výborné tlumicí schopnosti. Vedení je velmi tuhé a bez vůlí.[3][32]

Nevýhody jsou dány hlavně složitostí konstrukce uložení – pro funkci je potřeba složitý tlakový olejový okruh, což zahrnuje spoustu použitých dílů, jako jsou čerpadla speciální škrtkové ventily apod. Dále je třeba kvalitní filtrace oleje. Komplikovaná konstrukce, náročná výroba a nákladný provoz vedou k vysokým pořizovacím cenám. Vedení tohoto typu se proto používá, jen pokud se to skutečně vyplatí, převážně tedy pro přesné a tuhé velké stoly a vysoké zátěže.[3][32]

2.5.3 Axiálně radiální válečková ložiska

Axiálně radiální válečková ložiska (Obr. 17) jsou valivá ložiska zachycující zatížení oboustranně v axiálním směru, a zároveň ve směru radiálním. Jsou vybavena dvěma klecemi s válečky pro axiální směr zatížení a jednou řadou válečků pro radiální zatížení. Díky tomu jsou vhodná pro aplikace, kde předpokládáme radiální síly, obousměrné axiální síly a klopné momenty. [33][34]



Obr. 17) Axiálně radiální ložisko, zobrazeno s částečným řezem, od společnosti INA. [35]

Konstrukčně bývají tato ložiska řešena pro montáž pomocí šroubových spojů – po obvodu jednotlivých kroužků jsou obvykle opatřeny dírami pro šrouby. Tato ložiska jsou velmi tuhá, mají vysokou nosnost a přesnost, jsou prakticky bez vůle. Válečky se kalibrují tak, aby bylo dosaženo předpětí v každé řadě. Pro účely mazání je ložisko opatřeno mazacími kanály, přičemž z výroby se dodávají buď předmazaná, nebo bez maziva. Existují také varianty se zabudovaným odměřováním úhlu otočení. [33][34]

Výrobou těchto ložisek se zabývají přední výrobci valivých ložisek, jako například INA nebo SKF. V katalozích jsou axiálně radiální válečková ložiska nabízena v řadách optimalizovaných pro přesné aplikace v polohovacích otočných stolech, nebo také v řadách určených pro vysokorychlostní obráběcí aplikace. Rozsah běžně nabízených rozměrů je od 50 mm do 1030 mm průměru vnitřního otvoru. [33][34]

2.5.4 Axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem

Axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jsou valivá ložiska, která pro přenos zatížení používají jako valivé elementy velmi přesné kuličky. Pro účely otočných stolů se vyrábí dvouřadá ložiska složená z jednoho vnějšího kroužku a vnitřního děleného kroužku. Vnější kroužek je vybaven otvorem pro mazání a dírami pro šrouby a kolíky. Vnitřní dělený kroužek je složen ze dvou prstenců, které lze pomocí šroubů přitahovat k sobě a tím vytvářet předpětí. [33]

Axiální kuličková ložiska pro využití v obráběcích strojích disponují nízkým třením, vysokou tuhostí a přesností. Jsou vhodná pro velmi vysoké rychlosti, vysoké axiální a radiální zatížení, velké klopné momenty. Jejich hlavní oblastí použití jsou uložení ložisek v otočných stolech s funkcí hlavního vřetená. Jde o výhodné řešení pro aplikace, u kterých se předpokládá kombinace frézování a soustružení. Dále se používají například ve frézovacích, brusných a honovacích hlavách a v měřicích a zkušebních zařízeních. [33]

2.5.5 Křížová válečková ložiska

Křížová válečková ložiska (Obr. 18) jsou valivá ložiska s válečky jako valivými prvky přenášejícími zatížení. Válečky jsou uspořádány tak, že každý váleček má svou osu rotace kolmou na osu rotace sousedního válečku. Jednotlivé válečky jsou odděleny distančními elementy. Zpravidla bývá jeden z kroužků ložiska dělený, tento kroužek je obvykle nehybný – uvažuje se otáčení neděleného kroužku. Existují ale i ložiska, u nichž mohou rotovat oba kroužky. Dělený kroužek lze stáhnout k sobě pomocí šroubů. [36]



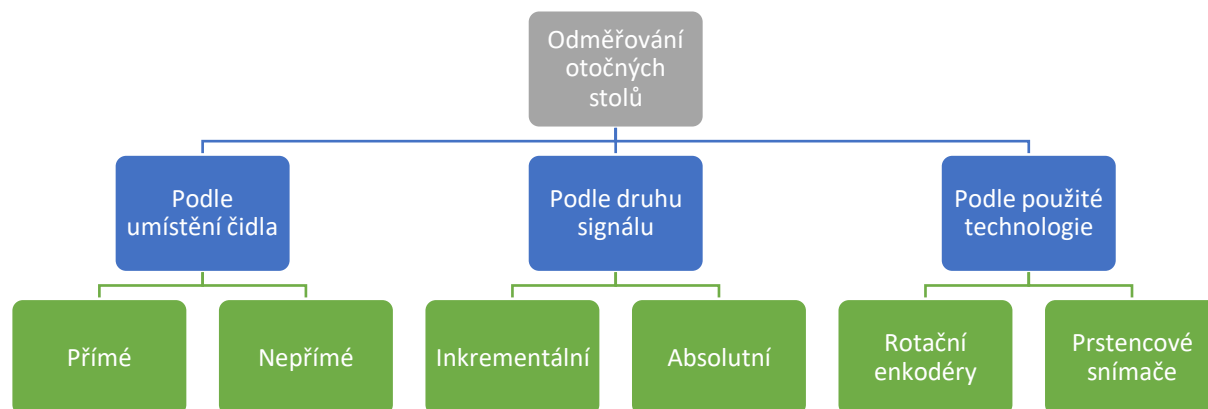
Obr. 18) Křížové válečkové ložisko řady RB, zobrazeno s částečným řezem, od společnosti THK. [37]

Křížové provedení ložiska umožňuje jednomu ložisku zachytit zatížení v radiálním i axiálním směru, včetně momentových zatížení. Konstrukce je velmi výhodná z hlediska rozměrů vůči tuhosti. Ložisko sestává pouze z jedné řady valivých prvků oproti ostatním speciálním valivým ložiskům pro otočné stoly. Díky tomu je ložisko výhodné pro kompaktní aplikace, přičemž tuhost bývá dosahovaná dokonce i lepší než u kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Ložisko je v případě použití moderní koncepce s distančními elementy velmi přesné. [36]

Mezi přední výrobce křížových ložisek patří například společnosti FAG, THK, INA nebo HIWIN. Standardně nabízené varianty se liší v provedeních, kdy různé řady jsou vždy optimalizovány na hlavní požadavek zákazníka. Vyrábí se například lehké a kompaktní řady, vysoce tuhé, vysoce přesné nebo s jednoduchou montáží. Rozsah běžně nabízených velikostí je v rozsahu od 20 mm do 1250 mm vnitřního průměru. Některé katalogy ovšem vedou i mnohem větší rozměry těchto ložisek. [36] [38]

2.6 Odměřování

Odměřování polohy otočných stolů se dělí následujícím způsobem (Obr. 19):



Obr. 19) Rozdělení odměřování polohy otočných stolů

2.6.1 Způsoby odměřování podle umístění čidla

Metody odměřování polohy natočení se obecně dělí na přímé a nepřímé. Přímé odměřování spočívá v tom, že měření probíhá na měřidle propojeném fyzicky přímo k měřené části. Umisťují se co nejbližší k měřenému objektu, aby byly vyloučeny tepelné dilatace. Přímé metody jsou považovány za nejpresnější, bývají ale dražší než nepřímé. V případě otočných stolů je připevnění k ose stolu nutné udělat tak, aby byla osa snímače velmi přesně dostavena s osou desky stolu. K tomuto účelu se používá spojka pro vyrovnání nepřesností, čímž vzrůstají náklady na implementaci měření. [3][39]

Nepřímé měření měří polohu na jiné části pohybového mechanismu. Obvykle je nepřímé měření instalovanou součástí pohonů, kdy může být upevněno například na motoru nebo některé z částí převodovky. Oproti přímému se do nepřímého měření polohy vnáší nepřesnosti vlivem tepelné roztažnosti a výrobních nepřesností. Tyto nepřesnosti se u řídicích systémů, které to umožňují, dají řešit korekcí. Data z korekční tabulky se potom používají pro výpočet polohy, čímž dochází k významnému zvýšení přesnosti. [39]

2.6.2 Způsoby odměřování podle druhu signálu

Dle druhu signálu se rotační odměřování dělí na inkrementální a absolutní. Inkrementální odměřování dodává řídicímu systému informace ve formě impulzů, které systém počítá od pevně stanovené referenční polohy. Po zapnutí stroje se ale nejprve musí najet na referenční bod, aby se inicializoval souřadný systém. Absolutní rotační snímače vysílají ke každé úhlové poloze absolutně kódovanou číselnou hodnotu, díky čemuž poskytují řídicímu systému okamžitě po zapnutí informaci o poloze vzhledem k souřadnému systému. [39]

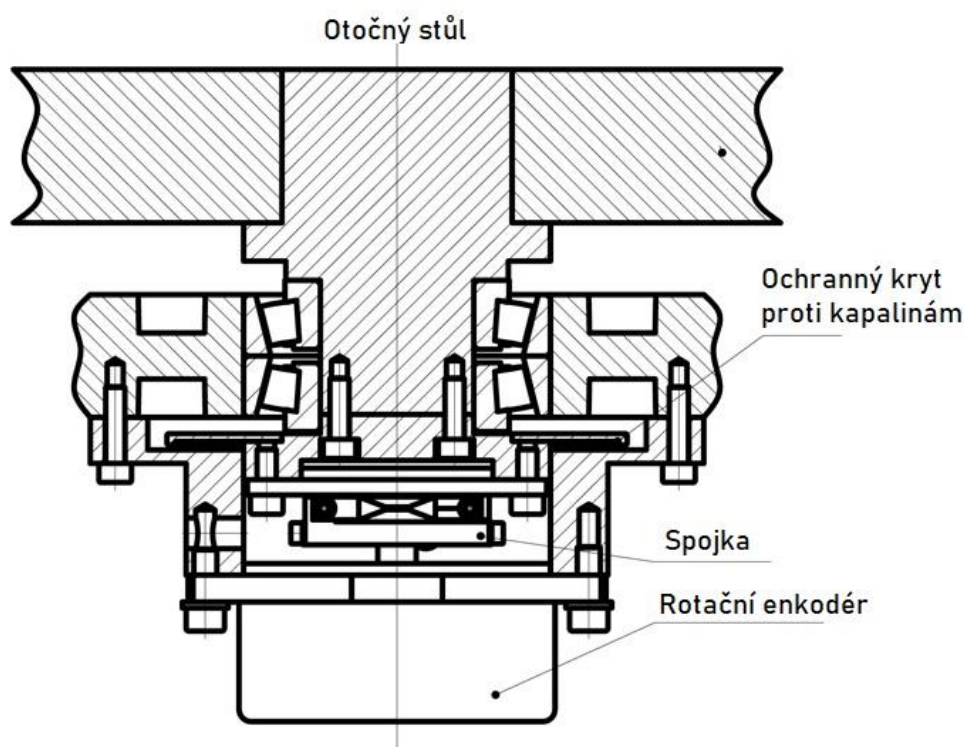
2.6.3 Způsoby odměřování podle použité technologie

Pro rotační odměřování v otočných stolech se používají hlavně fotoelektrické snímače. Tyto snímače fungují na principu převodu rotačního pohybu na sekvence elektrických

digitálních impulsů. Z důvodu konstrukčních dispozic otočných stolů se v praxi ustálila vestavba snímačů v podobě válcového rotačního enkodéru připojeného ke spodní části hřídele desky stolu. Dále se používají snímače snímající stupnici v podobě prstence připevněného k hřídeli desky stolu. [3][40]

Rotační enkodér (Obr. 20) je obvykle snímač ve tvaru válce s výstupním hřídelem nebo dírou. Z důvodu potřeby velmi přesného dostavení osy enkodéru s osou desky stolu se k propojení používá spojka pro vyrovnání nepřesností. Rotační enkodér obsahuje několik hlavních částí – disk s otvory v pravidelném kruhovém poli, optický vysílač a optický přijímač. Disk je umístěn mezi přijímačem a vysílačem, kdy přijímač s vysílačem jsou orientovány kolmo na disk tak, aby na přijímač mohlo z vysílače přímo dopadat světlo. V rámci otáčení disku mohou nastat dva stavy – světlo z vysílače prochází skrz disk, nebo neprochází. To se projeví na výstupu jako pravidelný obdélníkový signál. Každý obdélník představuje otočení o určitý úhel. Čím více otvorů disk obsahuje, tím přesněji dokáže snímač měřit úhel. Disk obvykle obsahuje minimálně ještě jednu řadu otvorů mírně přesazených vůči hlavní řadě. Tato dodatečná řada slouží k určení směru otáčení, kdy lze směr vyhodnotit ze vzájemné sekvence dvou signálů. Inkrementační snímače určují polohu z jedné řady otvorů, absolutní mají více řad otvorů s různými počty otvorů v řadě, čímž vznikne při čtení unikátní kód pro každou definovanou polohu. [40]

Úhlové snímače s prstencovou stupnicí jsou kompaktní řešení odměřování. Princip spočívá v optickém snímání rysek na prstenci pomocí čtecí hlavy, která rotaci prstence převádí na výstupní signál. Prstenec opatřený ryskami po vnějším obvodu je určen pro montáž na rotující soustavu stolu. Montáž prstence se provádí pomocí šroubů, a to buď na kuželovou plochu, nebo přírubu. Čtecí hlava je připevněna na nehybnou část stolu, kdy mezi prstencem a hlavou se nastavuje malá mezera. [3][41]

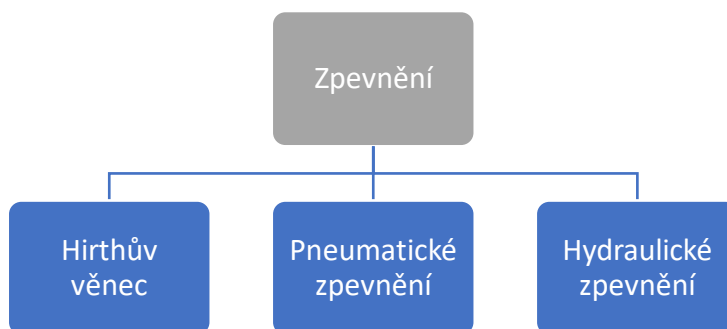


Obr. 20) Příklad připojení rotačního enkodéru na otočný stůl. [42]

Fotoelektrický rotační enkodér se používá při požadavku velmi vysoké přesnosti odměřování otáčení. Úhlový prstencový snímač lze taktéž použít pro přesné aplikace, lze ho ovšem použít i pro aplikace s vysokými otáčkami (až 4591 ot/min). [3][41]

2.7 Zpevnění

Zpevnění stolu je velmi významná funkce stolu. Schopnost stolu setrvat přesně v požadované poloze je rozhodující pro přesnost obrábění. Způsoby zpevnění stolu se dělí dle uvedeného rozdělení (Obr. 21).



Obr. 21) Rozdělení používaných způsobů zpevnění otočných stolů

2.7.1 Hirthův věnec

Hirthovo ozubení je zvláštní druh ozubení, u kterého jsou zuby obrobeny na čelní ploše mezikruží – věnce (Obr. 22). Zubové mezery směřují do středu věnce. Toto ozubení se používá hlavně u spojek. [43]



Obr. 22) Hirthův věnec. [44]

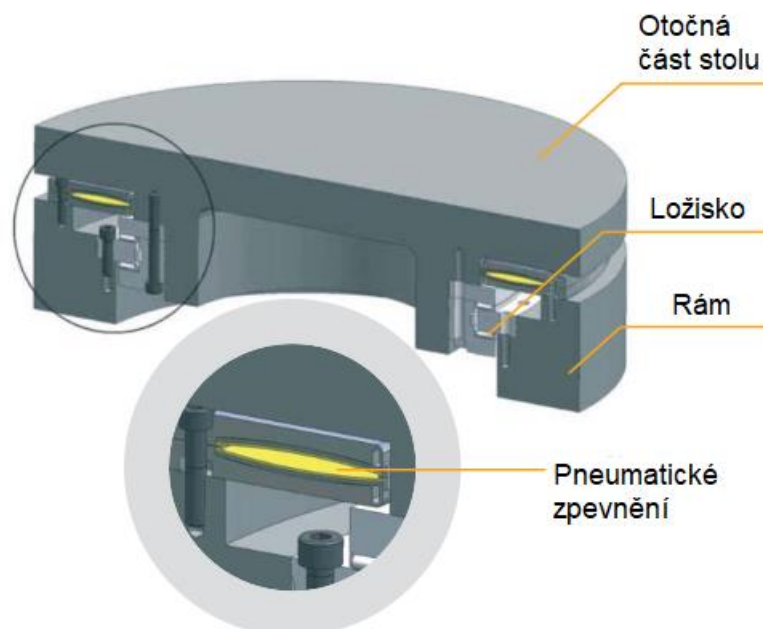
Spojka s Hirthovým ozubením je tvořena dvěma či více věnci, na nichž je obrobeno ozubení se stejným profilem. Zapadnutím ozubení dvou věnců do sebe dojde k vzájemnému tvarovému uzamknutí. Spojení je samostředící, vysoce přesné (až 1 úhlová sekunda) s přesnou polohovou opakovatelností. Ozubení lze vyrobit jako bezvůlové, díky čemuž je vhodné pro aplikace s proměnlivým zatížením. [43]

Obvykle se používá toto řešení u indexovacích stolů. V praxi se používají provedení se dvěma nebo třemi věnci. Varianta se třemi věnci sestává z věnce upevněného k nehybnému rámu, věnce spojeného s otočnou soustavou stolu a věnce k propojení dvou předchozích věnců. V rozepnutém stavu se může otočná soustava volně otáčet. Spojení je realizováno lineárním přísuvem propojovacího věnce k ostatním věncům. Dojde tak k zapadnutí ozubení všech věnců do sebe a tím ke zpevnění. [43][45]

2.7.2 Pneumatické zpevnění

Pneumatické zpevnění používá tlakový vzduch jako silový člen a řídicí prvek brzděného a zpevňovacího mechanismu. Pneumatické zpevnění lze navrhnout více způsoby, nicméně pro otočné stoly je výhodná hlavně konstrukce používající přítlak membránových pružin (Obr. 23). Konstrukce takové brzdy umožňuje nejen aktivní brzdění, kdy zvýšení tlaku vede k brzdění, ale i pasivní – pokles tlaku vede k brzdění. Pasivní brzda poskytuje bezpečnostní výhodu – výpadek tlaku bezpečně zastaví stůl. [46][47]

Princip pasivní pneumatické zpevňovací brzdy používá tlakový vzduch k rozepínání membránových pružin. Tlakový vzduch svým působením na pružiny vyvíjí tlak, čímž je rozepne a uvolní hřídel stolu. Tím umožní její volný pohyb. Zpevnění v poloze a brzdění je dosaženo vypuštěním tlaku. Jakmile tlak nepůsobí na pružiny, vrátí se tvar pružin do nedeformovaného stavu. Tím dojde k uvolnění pružin, které stlačí brzdné plochy. Tímto stlačením vzniká třecí síla, která stolu neumožní se otáčet.



Obr. 23) Využití diskového pneumatického zpevnění v rámci konstrukce stolu, od společnosti HEMA.[47], přeloženo

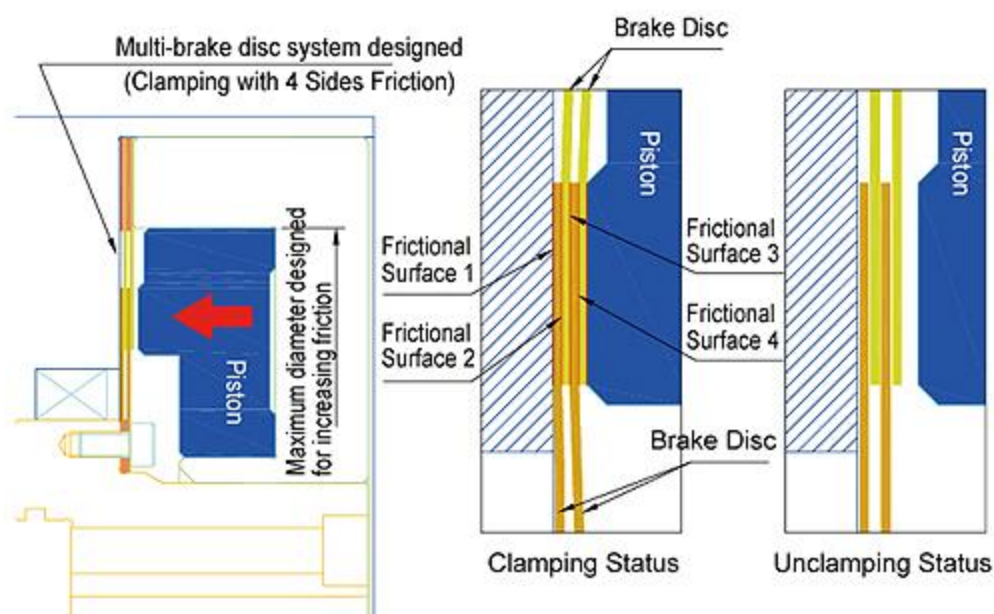
V případě pneumatických brzd je tedy možné uplatnit aktivní i pasivní brzdění, to lze používat i v bezpečnostních aplikacích. U pasivního brzdění výpadek tlaku způsobí brzdňý efekt. Vyrábí se v mnoha velikostních rozměrech a umožňují proto užití širokého rozsahu průměrů hřídelí. [46][47]

Pneumatické zpevňovací brzdy jsou na trhu dostupné v celé řadě velikostí. Výrobce těchto brzd je např. společnost HEMA. [47]

2.7.3 Hydraulické zpevnění

Zpevnění pomocí hydrauliky využívá tlak oleje k znehybnění otočné části stolu. Existují různá konstrukční řešení zpevnění stolu. Většina z nich ale pracuje na velmi podobném principu a liší se pouze v provedení. Princip spočívá v hydraulickém přitlaku pístů na válcovou nebo čelní plochu náboje na otočné soustavě stolu. Velké otočné stoly bývají obvykle vybaveny větším počtem zpevňovacích jednotek, které jsou tvořeny deskou s hydraulickými písty a kanály pro přívod oleje. Jednotky se ke stolu připojují pomocí šroubových spojů. Jiný z principů brzd otočných stolů přenáší brzdňou sílu přes třecí prstence. Tlak v hydraulickém okruhu vytlačí píst, čímž vyvíjí přitlačnou sílu na náboj. Třecí prstence jsou svinuté pásy třecích materiálů, které díky vysokému součiniteli smykového tření zvyšují efektivitu brzdění. Tento mechanismus někteří výrobci vylepšují například využitím více třecích prstenců za sebou (Obr. 24), nebo různými provedeními pístů. Jelikož mechanismus používá jako vstup tlak, existují tyto brzdy také v provedení pneumatickém. Hydraulické brzdy ovšem oproti pneumatickým vykazují výrazně vyšší spolehlivost a vyšší tuhost. [48][49][50]

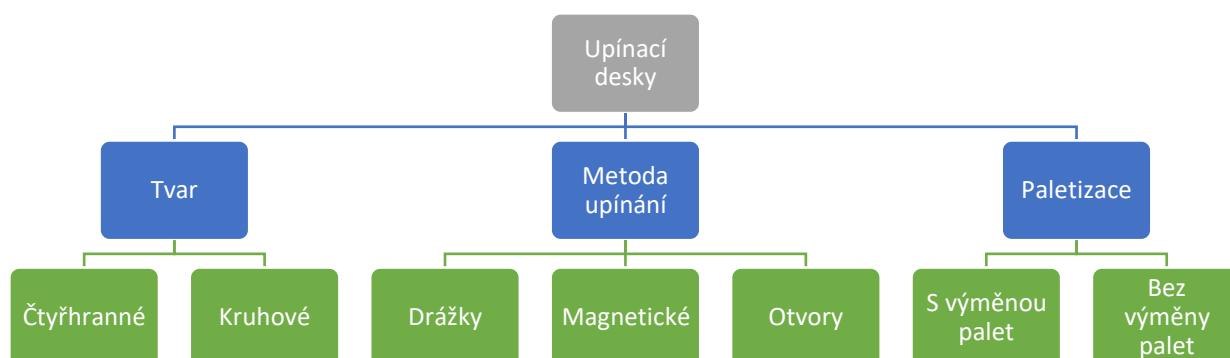
Na hydraulickém principu jsou stavěny i jiné konstrukční varianty brzd pro stoly, například speciální hydraulické bubnové brzdňé jednotky s vysokým hydraulickým tlakem pro velké brzdňé momenty. [48][49]



Obr. 24) Princip hydraulického zpevnění stolu pomocí víceprstencového systému od společnosti GSA Technology. [51]

2.8 Upínací desky

Upínací deska otočného stolu je náročný konstrukční uzel. Musí být navržena optimálně tak, aby plně dokázala uspokojit potřeby upínání obrobků a byla velmi tuhá – to je vzhledem k možnostem řešení profilu desky a možnostem uložení desky u velkopřůměrových desek obzvlášť náročné. Vzhledem k rozměrům a funkci se desky odlévají z litiny a následně obrábí. Upínací desky se pro průměry nad 4 000 mm dělají dělené. [3] Rozdělení upínacích desek je uvedeno v obrázku (Obr. 25).



Obr. 25) Rozdělení upínacích desek otočných stolů

Upínací desky stolů pro obrábění se obvykle vyrábí čtvercové nebo kulaté. Čtvercový (nebo obecně čtyřhranný) půdorys je obvyklý pro otočné stoly, u kterých se nepředpokládá jako hlavní řezný pohyb rotace obrobku okolo osy. Výhodou čtvercového půdorysu pro nerotační obrobky je větší plocha, na kterou lze upínat obrobky. V některých případech jsou desky pro nerotační obrábění obdélníkového tvaru. Oproti tomu kruhový půdorys bývá častý u karuselovacích otočných stolů, kde se předpokládá rotace stolu i za vyšších rychlostí. Kruhová deska je výhodná pro soustružnické a soustružnicko – frézovací operace. Kruhové desky se také vyrábí v provedení s částečným ořezem.

Pro účely upínání je horní část desky opatřena obvykle otvory nebo T drážkami, do kterých se dají instalovat upínací prvky. Podle použití stolu mohou být tyto desky uspořádány rovnoběžně vedle sebe (primárně nerotační obrobky), nebo také paprskovitě směrem ke středu desky (primárně pro rotační obrobky). Dnes je již běžné u otočných stolů používat i jiné způsoby upínání než mechanické sevření, například elektromagnetické upínání. [3]

Zvláštním provedením desky otočného stolu je varianta s funkcí paletizace. Deska je v takovém případě navržena pro pravidelnou výměnu. Upínací základ desky je vybaven upínacím mechanismem, který umožňuje upnutí paletové desky. Menší desky pro lehčí obrobky se upínají na upínací čepy. Předpokládá se tak výměna pomocí zdvihu palety směrem

vzhůru. Pro těžké obrobky, které by při zdvihání vyžadovaly neúměrně velké síly, se používá pro najetí desky do požadované polohy T vedení. Jakmile deska najede do správné polohy, provádí se ustavení do přesné polohy a zpevnění hydraulickými válci, umístěnými v upínacím základu stroje. [3]

2.9 Těsnění upínacích desek stolu

U otočných stolů pro obráběcí aplikace je nutné zabránit vniku třísek a kapalin do zařízení. Pro tento účel se používá těsnění, které zabrání vniku nečistot do mechanismů a zároveň zabraňuje pronikání maziv mimo utěsněný prostor. Pro těsnění rotačních mechanismů se používá těsnění kontaktní, nebo bezkontaktní.

Kontaktní těsnění svou přítomností mezi hybnou a nehybnou částí mechanismu těsní vlivem fyzického kontaktu těsnění se součástí mechanismu. Mezi tato těsnění se řadí O – kroužky, V – kroužky, Gufera apod. Jejich vhodnost použití je velmi závislá na konkrétní aplikaci. Aby těsnění dosahovalo za provozu nejvyšší účinnosti, musí mít minimální tření a vykazovat malé opotřebení za provozních podmínek. Provozní podmínky ovlivňující volbu těsnění jsou především teplota, otáčky, tlakový rozdíl, druh maziva, orientace a geometrické tolerance těsněných dílů. Při volbě má rozhodující vliv jedna vybraná podmínka specifická pro konkrétní aplikaci. Z toho důvodu neexistuje univerzální pravidlo pro volbu druhu a provedení těsnění. Nevhodná volba může zapříčinit snížení životnosti zařízení či jeho poškození. Je proto vhodné při návrhu těsnění postupovat v souladu s doporučením výrobců těsnění, která je možné nalézt v katalogích či odborných publikacích. [52]

Bezkontaktní těsnění (nazýváno též labyrintové) je založeno na složitosti tvaru mezery mezi pohyblivou a nepohyblivou částí mechanismu. Úzké štěrbiny a tvarově složité průchody znesnadňují průchod nečistot a těsněných médií v obou směrech. Labyrintové těsnění je možné realizovat nejen instalací kupovaných prvků těsnění, ale také obrobením vzájemně zapadajících těsnících drážek přímo na těsněných dílech zařízení. Bezkontaktní těsnění má oproti kontaktnímu těsnění výhodu v jeho životnosti a efektivitě, díky absenci fyzického styku. Nevýhodou bezkontaktních těsnění jsou vyšší náklady na pořízení nebo výrobu. Oproti kontaktním těsněním jsou rovněž nevýhodné vyšší nároky na montáž a seřízení. [53]

3 PŘEHLED OTOČNÝCH STOLŮ PŘEDNÍCH VÝROBCŮ NA TRHU

3.1 FERMAT

FERMAT je česká společnost zabývající se výrobou horizontálních vyvrtávacích strojů, frézovacích strojů, válcových brusek a jejich příslušenstvím, mezi které patří otočné stoly. Společnost působí na domácím i zahraničním trhu, přičemž uvádí, že produkuje ročně více než 100 strojů. [54]

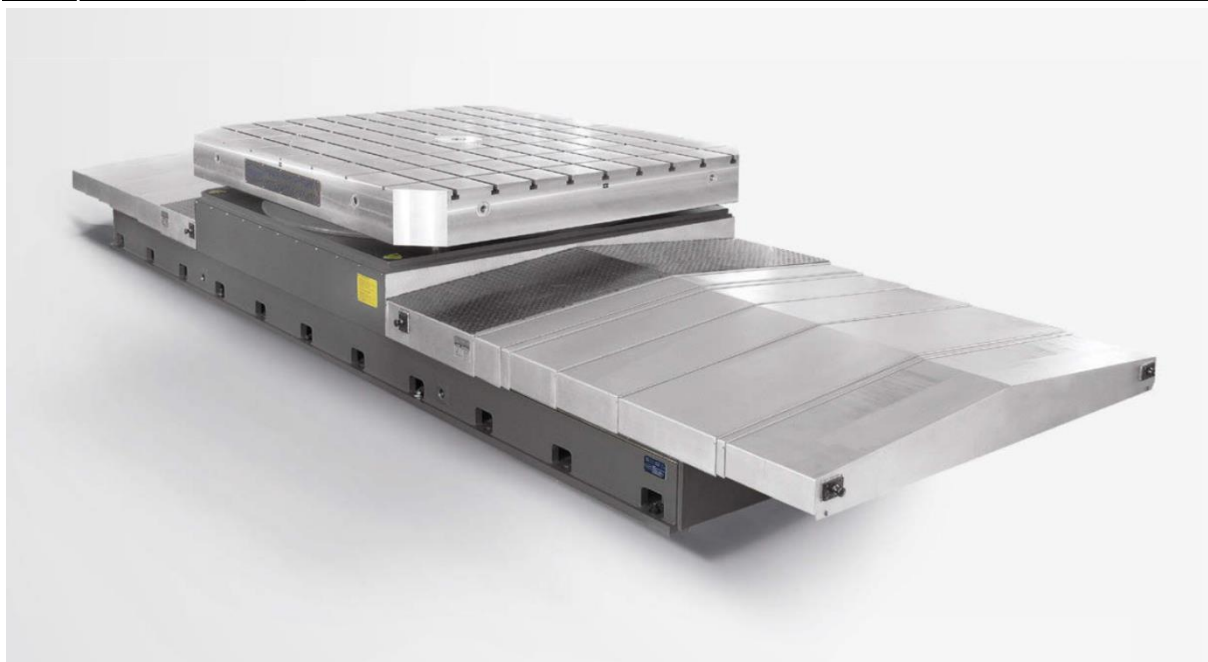
Otočné stoly od společnosti FERMAT jsou určeny především pro těžké obrobky. Nabídka stolů ovšem pokrývá široké spektrum nosnosti – od nejlehčích stolů T10 (číslo představuje nosnost v tunách), přes T20, T25, T40, T60 až po velmi vysoké nosnosti T80, T100 (Obr. 26) nebo TT120. V nabídce jsou zde stoly nejen s funkcí otáčení, ale také naklápění. Všechny stoly mají vysokou přesnost polohování a možnost volby různých rozměrů upínací desky. Dále společnost nabízí stoly se systémem paletizace pro možnost výměny palet s obrobky a desková pole. [55]



Obr. 26) Otočný stůl T80/100 od společnosti FERMAT. [56]

3.2 Demmeler

Demmeler je německá společnost zabývající se technologiemi v oblasti 3D upínacích systémů, manipulátorů, otočných stolů, výměny nástrojů a automatizace. Společnost působí celosvětově jako dodavatel technologií pro malé i velké výrobní podniky. [57]



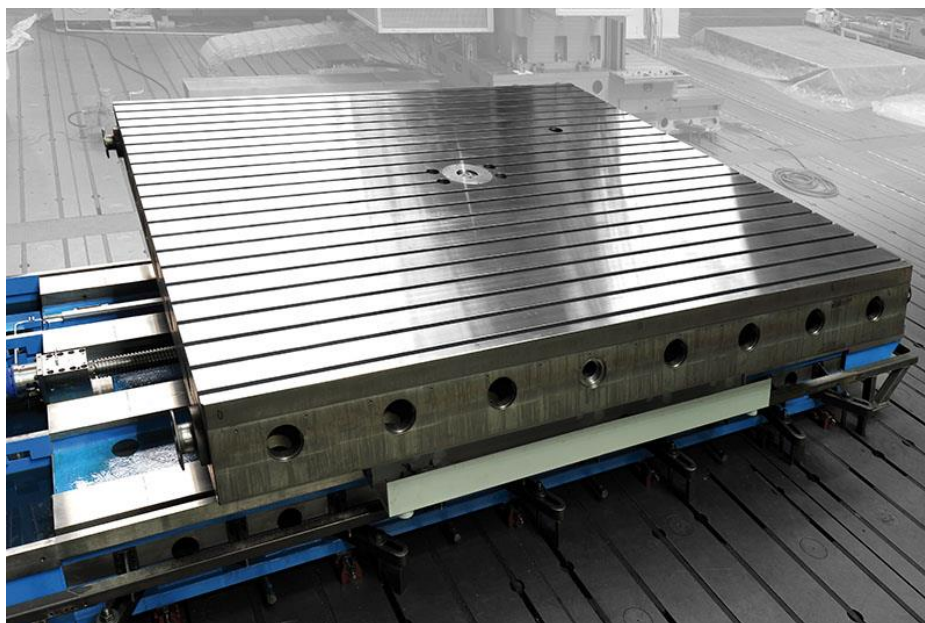
Obr. 27) Otočný stůl s hydrostaticky uloženou upínací deskou a valivou lineární osou DRLT od společnosti Demmeler. [58]

Společnost Demmeler nabízí velmi širokou škálu otočných stolů. V nabídce lze nalézt otočné stoly polohovací, karuselovací nebo naklápěcí, přičemž tyto stoly lze objednat v provedení s lineární osou nebo bez ní. V nabídce jsou taktéž atypické stoly vertikální či naklápěcí pro automatizaci. Polohovací stoly jsou v nabídce dále rozlišeny podle způsobu uložení upínací desky – do nosnosti 60 tun jsou stoly vybaveny valivým uložením, stoly s hydrostatickým uložením (Obr. 27) ovšem dosahují nosnosti až 500 tun. Výrobce ve svém katalogu uvádí, že pro své stoly používá maximální možný rozměr ložisek pro maximální přesnost. Karuselovací stoly rovněž rozděleny dle uložení, maximální nosnost je ovšem limitována 130 tunami. Do 20 tun jsou v nabídce také stoly s přímým náhonem. Pro obrábění v jiné než horizontální poloze obrobku společnost nabízí naklápěcí stůl do nosnosti 150 tun a naklopitelného úhlu až 10°, nebo vertikální stůl s nosností až 100 tun. Poskytovány jsou také možnosti individuálních řešení, automatizace a paletizace. [59]

3.3 ŠMT

ŠMT je česká společnost zabývající se výrobou strojů k obrábění kovových, nekovových a kompozitních materiálů rozmanitých tvarů a rozměrů. Hlavním artiklem společnosti jsou horizontální vyvrtávačky, horizontální soustruhy a jejich příslušenství, mezi které patří otočné stoly. Společnost působí v ČR i ve světě, kromě mateřské společnosti v ČR k ní patří i dceřiné společnosti v Číně a Rusku. [60]

V oblasti otočných stolů nabízí společnost stoly polohovací, karuselovací a naklápěcí, přičemž stoly jsou vybaveny lineární osou. Polohovací stoly jsou označeny jako řada TDV (Obr. 28), kdy tyto stoly jsou dodávány od nosnosti 30 tun až do nosnosti 400 tun, přičemž výrobce poskytuje široké možnosti výběru rozměrů upínací desky stolu. Naklápěcí stoly TDV TILT jsou nabízeny od nosnosti 40 tun do 160 tun, kdy oproti TDV je zde možnost naklápět desku o úhel až 10°. Karuselovací stoly TDV C jsou k dispozici od nosnosti 40 tun do nosnosti 250 tun, kdy výrobce uvádí maximální otáčky desky stolu až 80 ot/min. [61]



Obr. 28) Otočný stůl řady TDV od společnosti ŠMT. [62]

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRHYVARIANT

4.1 Zadání a specifikace požadavků

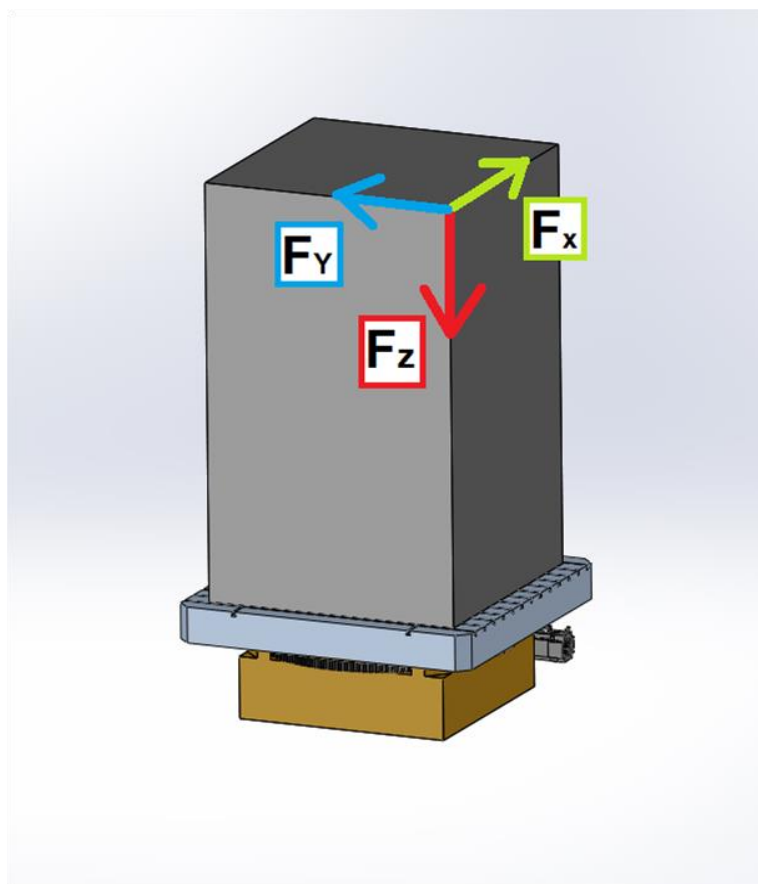
Z oficiálního zadání diplomové práce vyplývá, že stůl má sloužit k přesnému polohování obrobků do hmotnosti až 65 000 kg. Stůl má najít využití zejména pro obrábění na horizontálních a portálových frézovacích centrech.

Dle bližší specifikace zadání vedoucího diplomové práce jsou dány rozměry upínací desky stolu 2 500 mm x 2 500 mm. Stůl má být koncipován jako samostatně stojící zařízení kotvené na kotevní základ. Celková výška stolu od země je 1 000 mm.

Zátěžové spektrum stroje bylo zadáno vedoucím diplomové práce. Uvažované maximální zatížení od obráběcí operace bylo určeno pro hrubovací a výkonové frézování, přičemž se předpokládá, že půjde o nejčastější obráběcí operace prováděné na stole. Tento charakter zatížení se v řešení bude považovat za rozhodující ve výpočtové části.

Zátěžové spektrum – silové působení od nástroje na obrobek (Obr. 29):

- $F_x = 20\,000\text{ N}$
- $F_y = 20\,000\text{ N}$
- $F_z = 20\,000\text{ N}$

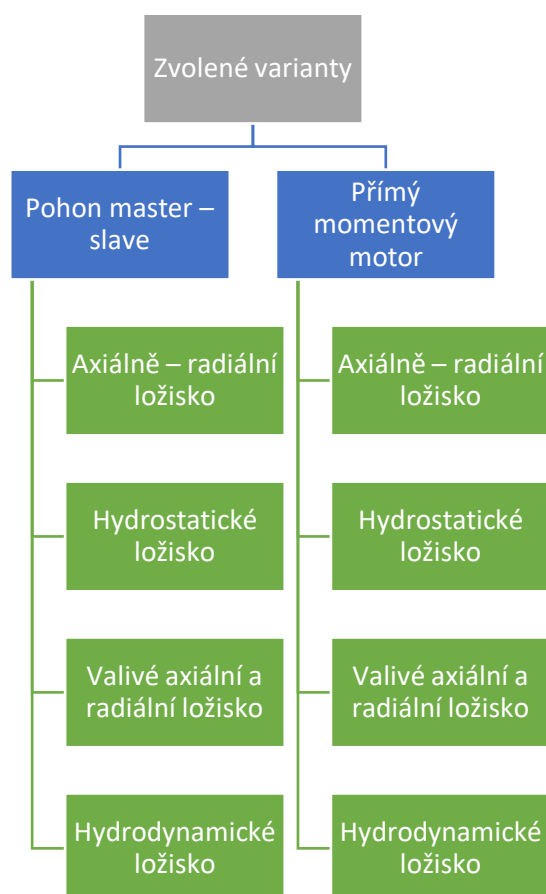


Obr. 29) Znázornění zadanych sil na zjednodušené vizualizaci stolu s obrobkem.

4.2 Analýza relevantních konstrukčních variant

Pro nalezení vhodných konstrukčních provedení byl proveden průzkum katalogů vybraných předních dodavatelů (konkrétně FERMAT, Demmeler, ŠMT, FIBRO) s otočnými stoly. Rovněž byly zkoumány starší varianty řešení stolů z dostupných zdrojů a fotografií. Pro jasnější představu o konstrukci částí stolů, které nejsou běžně k vidění v dostupných zdrojích, byla využita i videa z internetu, kde například probíhala montáž otočného stolu. Bylo nalezeno velké množství řešení, ze kterých byly vybrány pouze varianty vhodné pro požadavky specifikované zadáním.

Dominantním kritériem pro volbu řešení stolu v katalogích je způsob použití stolu a maximální hmotnost obrobku. Nejdůležitější prvky definující konstrukci stolu v rámci nabídky stolů na trhu jsou pohon stolu a řešení uložení desky stolu, jelikož nejvíce ovlivňují použitelnost stolu pro konkrétní hmotnosti obrobku a potřeby obrábění. Tyto prvky a jejich kombinace tak byly zvoleny jakožto variantní podklady pro multikriteriální analýzu (Obr. 30). Ostatní konstrukční prvky stolu lze zahrnout do libovolné konstrukce dle potřeb konkrétního zadání, tudíž jiné prvky pro multikriteriální analýzu zařazeny nebyly.

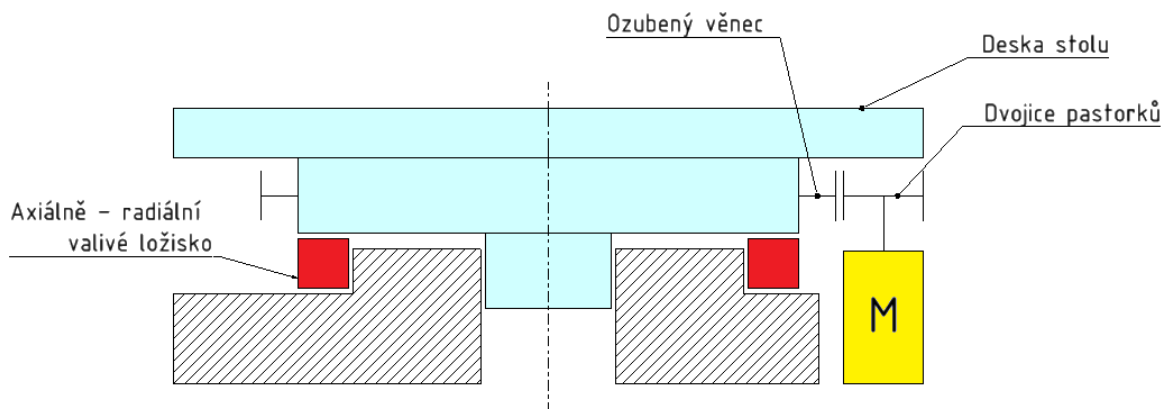


Obr. 30) Zvolené varianty pro multikriteriální analýzu

4.3 Varianta 1: Pohon master – slave, axiálně – radiální ložisko

Konstrukční varianta (Obr. 31) využívá pohonu dvojicí motorů ozubeným převodem v režimu elektronického předepnutí master – slave. Tato volba náhonu desky představuje moderní a spolehlivý způsob náhonu, který zajišťuje předpětí hnacího soukolí, a tím velmi vysokou přesnost a opakovatelnost polohování. Náhon je cenově výhodný, nicméně sestává z více pohyblivých komponent a vlivem kontaktu součástí mechanismu hrozí mechanické opotřebení.

Uložení desky je realizováno pomocí valivého axiálně radiálního ložiska. Tento typ uložení má velkou výhodu z hlediska zástavbového prostoru – uložení zcela zajišťuje jedno ložisko. Ložiska tohoto provedení mají také poměrně malé nároky na údržbu. Na trhu je k dispozici celá řada těchto ložisek s různými provedeními a valivými elementy. Ložiska jsou konstruována tak, aby umožňovala předepnutí, díky čemuž jsou při správném předepnutí velmi tuhá.

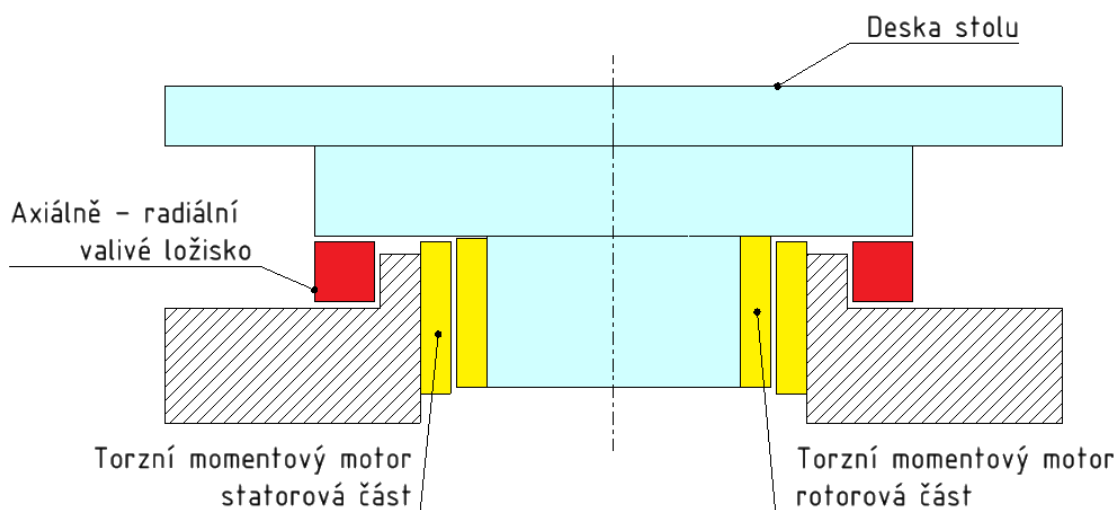


Obr. 31) Varianta 1: Pohon master – slave, axiálně – radiální ložisko

4.4 Varianta 2: Pohon přímým momentovým motorem, axiálně – radiální ložisko

Konstrukční varianta (Obr. 32) využívá pohonu přímým momentovým motorem. Tato volba náhonu desky je čím dál častějším moderním řešením pohonu otočných stolů, převážně pro stoly na obrobky o nižších hmotnostech. Velkou výhodou přímého momentového motoru je skutečnost, že tento pohon nevyžaduje žádný mechanický převod, čímž oproti ostatním pohonům odpadá riziko mechanického opotřebení komponent pohonu. Pohon je rovněž velmi výhodný z hlediska přesnosti polohování – absence mechanických převodů vede k vyšší tuhosti, a tím i přesnosti. Nevýhodou tohoto pohonu je vysoká pořizovací cena. Z konstrukčního hlediska má pohon nevýhody v podobě velkých zástavbových rozměrů, obtížnější montáže a nutnosti řešení externího chlazení.

Uložení desky je realizováno pomocí valivého axiálně radiálního ložiska.

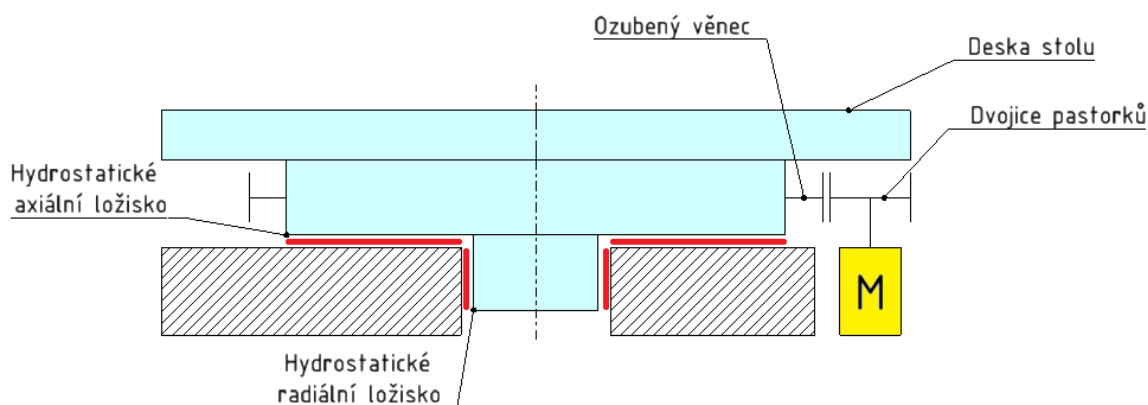


Obr. 32) Varianta 2: Pohon přímým momentovým motorem, axiálně – radiální ložisko

4.5 Varianta 3: Pohon master – slave, hydrostatické ložisko

Konstrukční varianta (Obr. 33) využívá pohonu dvojicí motorů ozubeným převodem v režimu elektronického předeprnutí master – slave.

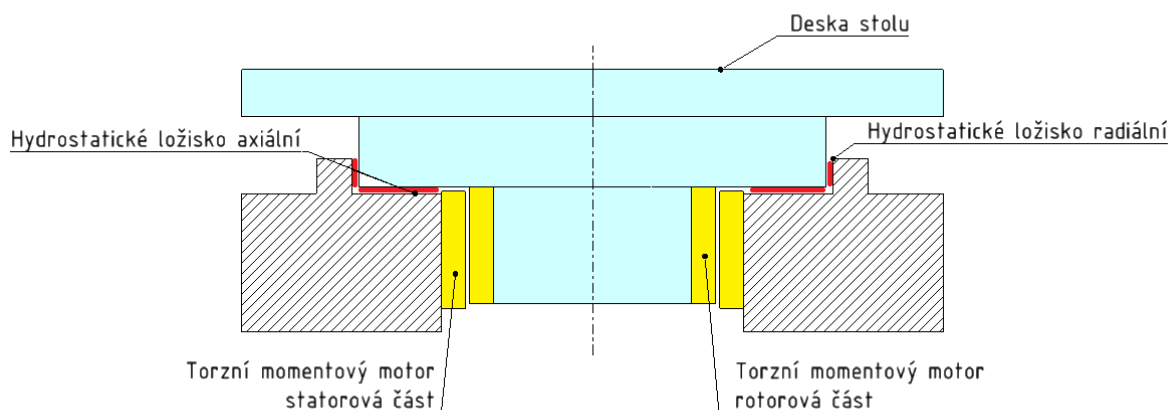
Uložení desky je realizováno pomocí hydrostatických ložisek, axiálního a radiálního. Hydrostatická ložiska představují nejvíce tuhou a přesnou variantu uložení desky. Díky absenci mechanického kontaktu součástí nehrozí riziko mechanických opotřebení součástí ložiska a komponent. Uložení je také oproti valivým uložení výrazně tišší. Nevýhodou tohoto uložení je ovšem velká konstrukční složitost řešení a potřeba hydraulického obvodu. Dalšími nevýhodami jsou velké pořizovací náklady, náročná údržba a náchylnost k poruchám.



Obr. 33) Varianta 3: Pohon master – slave, hydrostatické ložisko

4.6 Varianta 4: Pohon přímým momentovým motorem, hydrostatické ložisko

Konstrukční varianta (Obr. 34) využívá pohonu přímým momentovým motorem. Uložení desky je realizováno pomocí hydrostatických ložisek, axiálního a radiálního.

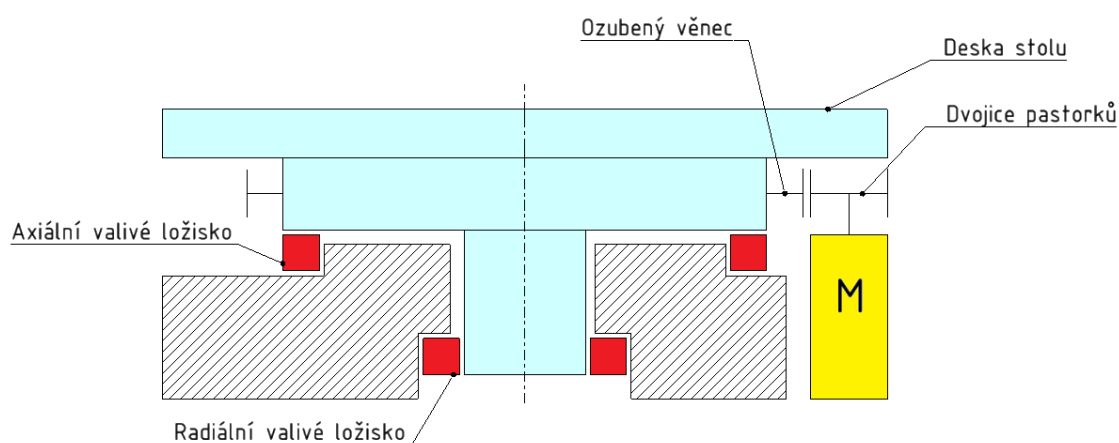


Obr. 34) Varianta 4: Pohon přímým momentovým motorem, hydrostatické ložisko

4.7 Varianta 5: Pohon master – slave, valivé uložení do axiálních a radiálních ložisek

Konstrukční varianta (Obr. 35) využívá pohonu dvojicí motorů ozubeným převodem v režimu elektronického předepnutí master – slave.

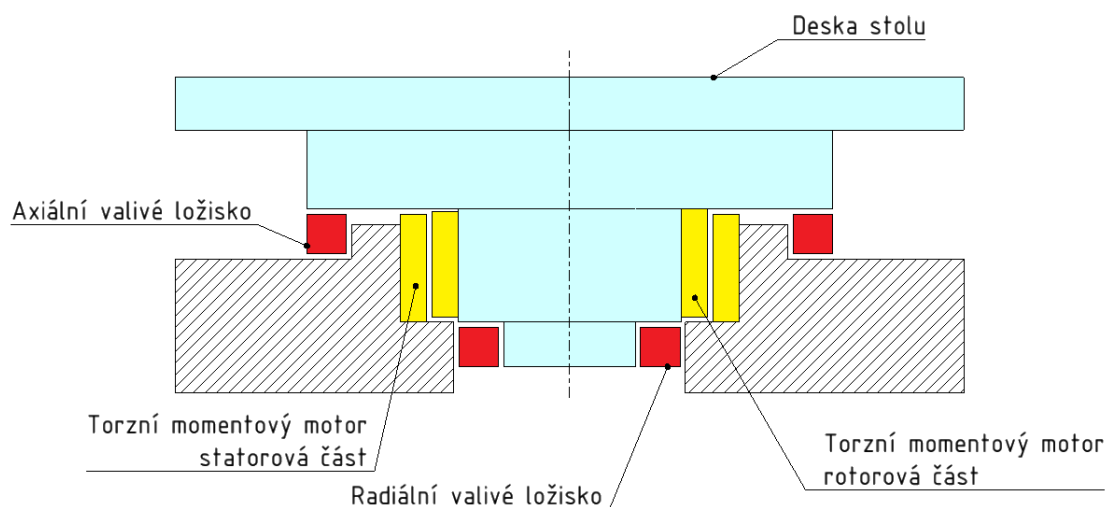
Uložení desky je realizováno pomocí soustavy valivých ložisek, axiálního a radiálního. Provedení je dnes obvyklé spíše pro otočné stoly menších rozměrů. Výhodou je (především u menších rozměrů) použití snáze dostupných ložisek. Nevýhodami tohoto řešení uložení desky stolu jsou větší zástavbové rozměry. Uložení rovněž vyžaduje náročné řešení konstrukce a montáže. Oproti jiným běžným variantám uložení desky stolu lze u této varianty předpokládat nižší tuhost.



Obr. 35) Varianta 5: Pohon master – slave, valivé uložení do axiálních a radiálních ložisek

4.8 Varianta 6: Pohon přímým momentovým motorem, valivé uložení do axiálních a radiálních ložisek

Konstrukční varianta (Obr. 36) využívá pohonu přímým momentovým motorem. Uložení desky je realizováno pomocí soustavy valivých ložisek, axiálního a radiálního.

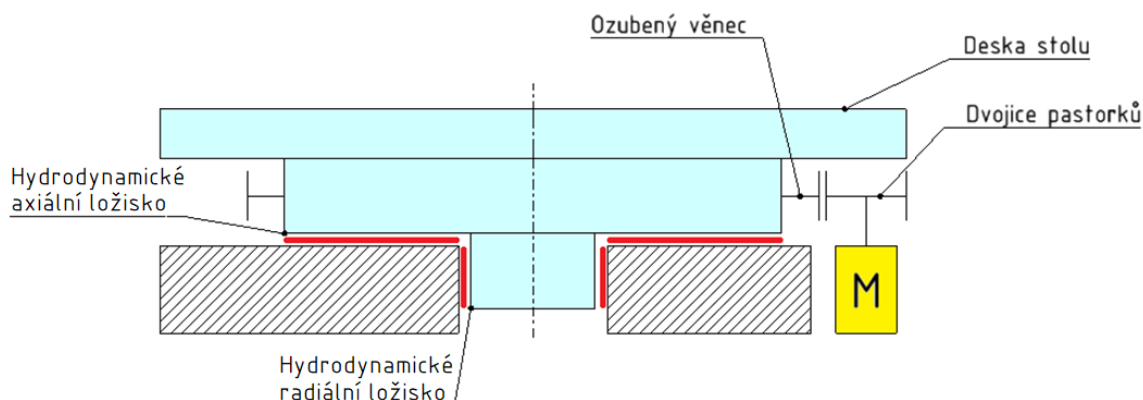


Obr. 36) Varianta 6: Pohon přímým momentovým motorem, valivé uložení do axiálních a radiálních ložisek

4.9 Varianta 7: Pohon master – slave, hydrodynamické ložisko

Konstrukční varianta (Obr. 37) využívá pohonu dvojicí motorů ozubeným převodem v režimu elektronického předeprnutí master – slave.

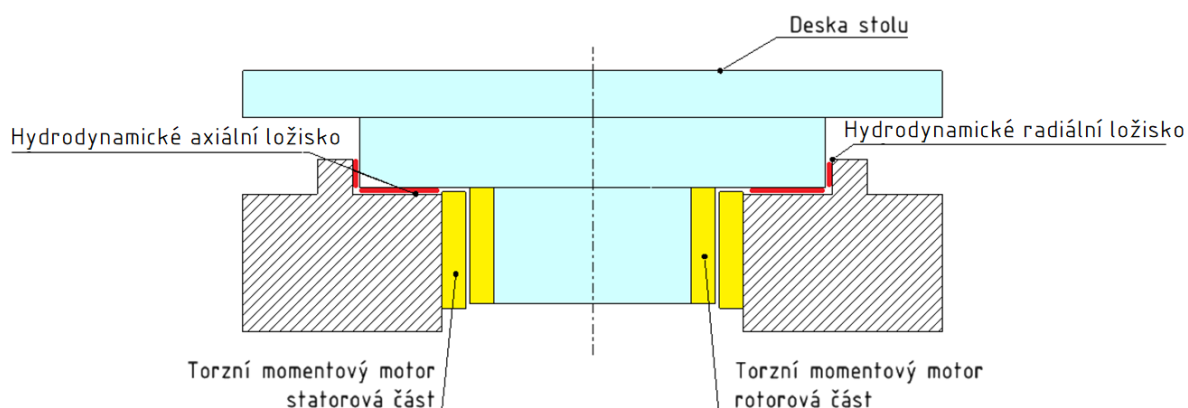
Uložení desky je realizováno pomocí hydrodynamického třecího ložiska, které je vybaveno vodíci plochami pro záchyt sil axiálním i radiálním směru. Uvažovanou výhodou ložiska je jeho vysoká tuhost. Nevýhodou je ovšem vznik velkého tření, riziko trhavého pohybu, vysoká opotřebitelnost ložiska a velmi nákladná výroba.



Obr. 37) Varianta 7: Pohon master – slave s deskou uloženou na hydrodynamické uložení

4.10 Varianta 8: Pohon přímým momentovým motorem, hydrodynamické ložisko

Konstrukční varianta (Obr. 38) využívá pohonu přímým momentovým motorem. Uložení desky je realizováno pomocí hydrodynamického třecího ložiska, které je vybaveno vodíci plochami pro záchyt sil axiálním i radiálním směru.



Obr. 38) Varianta 8: Pohon přímým momentovým motorem s deskou uloženou na hydrodynamické uložení

5 VOLBA NEJLEPŠÍ KONSTRUKČNÍ VARIANTY

Vhodnost konstrukční varianty otočného stolu je posuzována v rámci multikriteriální analýzy metodou PATTERN (Planning Assistance Through Technical Evaluation of Relevance Numbers). Tato metoda je vhodná pro výběr konstrukčních variant strojů. Metoda poskytuje řešení na základě komplexního srovnání vybraných parametrů konkrétního objektu. [63][64]

Postup řešení metodou PATTERN sestává z následujících kroků:

- výběr parametrů srovnávání
- definice žádané tendence změny parametru
- určení váhy významnosti vybraných parametrů
- výpočet indexů změn vybraných parametrů pro srovnávané prvky
- stanovení pořadí srovnávaných prvků

5.1 Výběr parametrů

Pro multikriteriální analýzu byly zvoleny parametry, které jsem jakožto řešitel uvažil jako relevantní pro konkrétní aplikaci (Tab 1) . Parametry jsou volené dle subjektivního názoru řešitele na plnění požadavků zadání.

Tab 1) Parametry uvažované v rámci analýzy

Označení parametru	Parametr	Tendence změny
P1	Přesnost	rostoucí
P2	Tuhost	rostoucí
P3	Spolehlivost	rostoucí
P4	Náročnost na obsluhu a údržbu	klesající
P5	Zástavbový prostor	klesající
P6	Cena	klesající
P7	Složitost konstrukce	klesající

5.2 Párové porovnání parametrů

Párové porovnání parametrů porovná jednotlivé parametry mezi sebou. Parametr, který je z páru parametrů vybrán jako významnější, se zapíše. Následně se provede součet četnosti vítězných (významnějších z dvojice) parametrů, a na základě počtu vítězství v procesu srovnávání se stanoví pořadí – od nejvíce četného prvku (první v pořadí) po nejméně četný prvek (poslední)(Tab 2) .

Tab 2) Párové porovnání parametrů

Párové porovnání parametrů									
Parametr	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	Suma	Pořadí
P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	7	1
P2		P2	P2	P2	P2	P2	P2	6	2
P3			P3	P3	P3	P3	P3	5	3
P4				P4	P4	P6	P7	2	6
P5					P5	P6	P7	1	7
P6						P6	P6	4	4
P7							P7	3	5

5.3 Určení váhy významnosti parametrů

Dle pořadí parametrů z párového porovnání byly seřazeny parametry do tabulky (Tab 3) , ve které se posuzuje, jak mají jednotlivé parametry k sobě blízko. Blízkost dvou parametrů vůči sobě se vyjádří číselnou hodnotou. Hodnoty se sečtou v řádcích. Tyto sumy jsou dále děleny celkovým součtem všech hodnot v tabulce, z čehož získáme váhu významnosti (1) [65].

Hodnocení blízkosti parametrů:

1 – blízko

2 – středně

3 – daleko

Váha významnosti q_i se vypočte dle vztahu [65]:

$$q_i = \frac{BVH_j}{\sum_{j=1}^k BVH_j} \quad (1)$$

kde BVH_j je hodnota významnosti pro každý parametr, k je celkový počet parametrů.

Tab 3) Kvantifikovaná porovnávací matice

Kvantifikovaná porovnávací matice									
Parametr	P1	P2	P3	P6	P7	P4	P5	Suma	Váha
P1	1	1	3	2	3	3	2	15	26,8%
P2		1	3	2	3	3	2	14	25,0%
P3			1	3	2	2	3	11	19,6%
P6				1	2	2	2	7	12,5%
P7					1	2	2	5	8,9%
P4						1	2	3	5,4%
P5							1	1	1,8%
SUMA:								56	100,00%

5.4 Výpočet indexů změn rostoucích a klesajících parametrů

Ke stanovení pořadí se používají indexy změn, jejichž výpočet se liší podle tendence změny [65].

Pro parametry s rostoucí tendencí se počítá index změny I_{jx} dle vzorce (2) [65]:

$$I_{jx} = \frac{H_{jx}}{H_{jMIN}} \quad (2)$$

kde H_{jx} je hodnota j – tého parametru x – tého prvku, a H_{jMIN} je nejmenší hodnota j – tého parametru.

Pro parametry s klesající tendencí se počítá index změny I_{jx} dle vzorce (3) [65]:

$$I_{jx} = \frac{H_{jMAX}}{H_{jx}} \quad (3)$$

kde H_{jx} je hodnota j – tého parametru x – tého prvku, a H_{jMAX} je největší hodnota j – tého parametru.

H_{jx} je určena hodnotitelem jako číselná hodnota vyjadřující úroveň naplnění parametru konkrétním řešením. U parametrů s rostoucí tendencí změny platí, že vyšší číslo je lepší, u parametrů s klesající tendencí změny je tomu naopak. Výběr číselné hodnoty H_{jx} probíhá dle následující stupnice:

- 1 – velmi nízká
- 2 – nízká
- 3 – střední
- 4 – vysoká
- 5 – velmi vysoká

Výpočet vážených indexů I_{jxV} se provádí dle následujícího vztahu (4) [65]:

$$I_{jxV} = I_{jx} \cdot q_j \quad (4)$$

kde I_{jx} je index změny a q_j váha významnosti.

Určení celkového pořadí se provádí součtem vypočtených indexů změn I_{jx} dle vztahu (5) [65] :

$$S_x = \sum_{j=1}^k I_{jx} \quad (5)$$

Tab 4) Stanovení pořadí porovnávaných konstrukčních variant

- Část první

č. p.	Parametr	Jedn.	Váha	Konstrukční varianta							
				1		2		3		4	
1.	Přesnost	µm	26,8%	4	0,36	4	0,36	5	0,45	5	0,45
				1,33		1,33		1,67		1,67	
2.	Tuhost	µm/kN	25,0%	4	0,33	4	0,33	5	0,42	5	0,42
				1,33		1,33		1,67		1,67	
3.	Spolehlivost	–	19,6%	5	0,49	4	0,39	4	0,39	3	0,29
				2,5		2		2		1,5	
4.	Náročnost na obsluhu a údržbu	–	5,4%	2	0,11	3	0,07	2	0,11	3	0,07
				2		1,33		2		1,33	
5.	Zástavbový prostor	m2	1,8%	2	0,04	1	0,07	3	0,02	2	0,04
				2		4		1,33		2	
6.	Cena	Kč	12,5%	2	0,31	3	0,21	4	0,16	5	0,13
				2,5		1,67		1,25		1	
7.	Složitost konstrukce	–	8,9%	2	0,13	2	0,13	3	0,09	3	0,09
				1,5		1,5		1		1	
Součet Sx			100%	1,77		1,57		1,63		1,48	
Relativní technická úroveň				136%		120%		125%		113%	
Pořadí z konstrukčního hlediska				1		3		2		6	

- Část druhá

č. p.	Parametr	Jedn.	Váha	Konstrukční varianta							
				5		6		7		8	
1.	Přesnost	μm	26,8%	3	0,27	3	0,27	4	0,36	4	0,36
				1		1		1,33		1,33	
2.	Tuhost	μm/kN	25,0%	3	0,25	3	0,25	5	0,42	5	0,42
				1		1		1,67		1,67	
3.	Spolehlivost	–	19,6%	5	0,49	4	0,39	3	0,29	2	0,2
				2,5		2		1,5		1	
4.	Náročnost na obsluhu a údržbu	–	5,4%	2	0,11	3	0,07	3	0,07	4	0,05
				2		1,33		1,33		1	
5.	Zástavbový prostor	m2	1,8%	4	0,02	3	0,02	2	0,04	1	0,07
				1		1,33		2		4	
6.	Cena	Kč	12,5%	2	0,31	3	0,21	4	0,16	5	0,13
				2,5		1,67		1,25		1	
7.	Složitost konstrukce	–	8,9%	3	0,09	3	0,09	2	0,13	1	0,27
				1		1		1,5		3	
Součet Sx			100%	1,54		1,3		1,47		1,49	
Relativní technická úroveň				118%		100%		112%		114%	
Pořadí z konstrukčního hlediska				4		8		7		5	

5.5 Vyhodnocení výsledků analýzy

Na základě provedené analýzy (Tab 4) byla jako nejvhodnější vyhodnocena varianta č. 1 – Pohon soukolím s elektronickým předepnutím master – slave, axiálně – radiální valivé ložisko. Tato práce bude nadále pracovat pouze s touto konstrukční variantou.

6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZVOLENÉ VARIANTY

6.1 Postup procesu návrhu

Konstrukční proces návrhu otočného stolu byl veden od známých parametrů a požadavků směrem k parametrům neznámým. V okamžiku zahájení konstrukčních prací byly známy skutečnosti vztahující se k základním rozměrům upínací desky stolu, maximální zatížení stolu tíhou obrobku a maximální návrhové síly od procesu obrábění.

Návrh byl zahájen vytvořením projektového modelu, který poskytl vstupní informace pro návrh stolu. Projektový model sloužil především pro projektování koncepce zástavby prostoru stroje a jako zdroj prvotních hodnot pro návrhové výpočty a dimenzování. Významným vstupním dílem pro dimenzování byla deska stolu.

Následně byly vytvořeny soubory s návrhovými výpočty, které byly průběžně upravovány dle pokroku v projektu. Docházelo k obměně vstupních veličin založených především na hmotnostech a geometrii postupně upravovaných dílů stolu. Na základě návrhových výpočtů byly voleny komponenty, při zohledňování prostorových a konstrukčních dispozic těchto komponent. Jmenovitě byly takto zvoleny pohon, převodovka, ozubené soukolí náhonu desky stolu. V součinnosti s volbou těchto komponent bylo zvoleno uložení desky stolu, především s ohledem na funkci stolu a zástavbové rozměry.

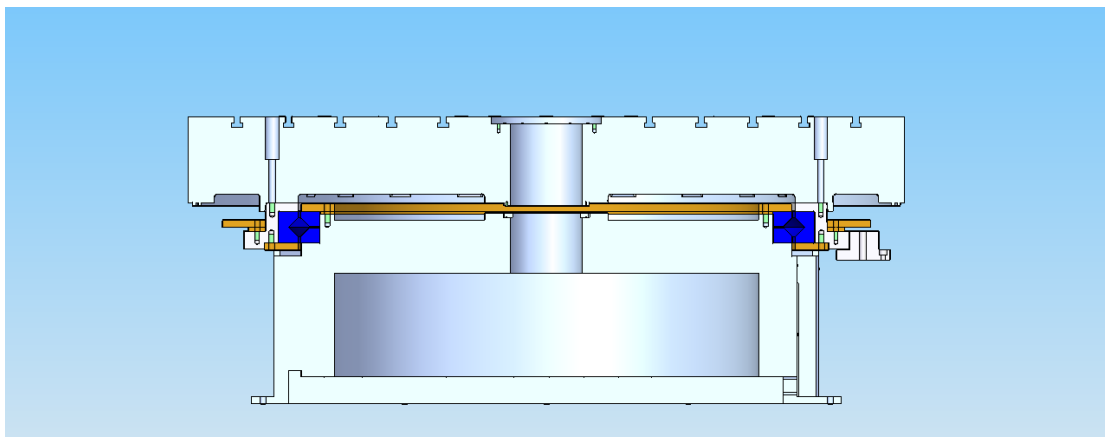
Po zvolení významných komponent definujících rozvržení otočného stolu byly dále navrženy uzly závislé na řešení koncepcí stolu a rozměrech základních uzlů. V této fázi bylo řešeno zpevnění desky stolu a odměřování polohy.

Zbylé části stolu svůj definitivní design získaly až v detailní fázi konstrukce stolu, kdy byly řešeny detaily jednotlivých dílů stolu a části závislé na designu všech funkčních částí stolu. V této fázi tak bylo řešeno mazání ložiska, mazání ozubení soukolí, kryty a rám stolu.

V kapitolách jednotlivých konstrukčních uzlů stolu budu pro výpočty uvádět hodnoty platné pro finální návrh dílů stolu, tedy výsledné hodnoty. Výpočet byl prováděn většinou v MS Excel, kdy vstupní hodnoty se v procesu návrhu měnily až do dosažení optimální konečné hodnoty. Projektové hodnoty průběžně obměňované v rámci projektové fáze zde nebudou uváděny.

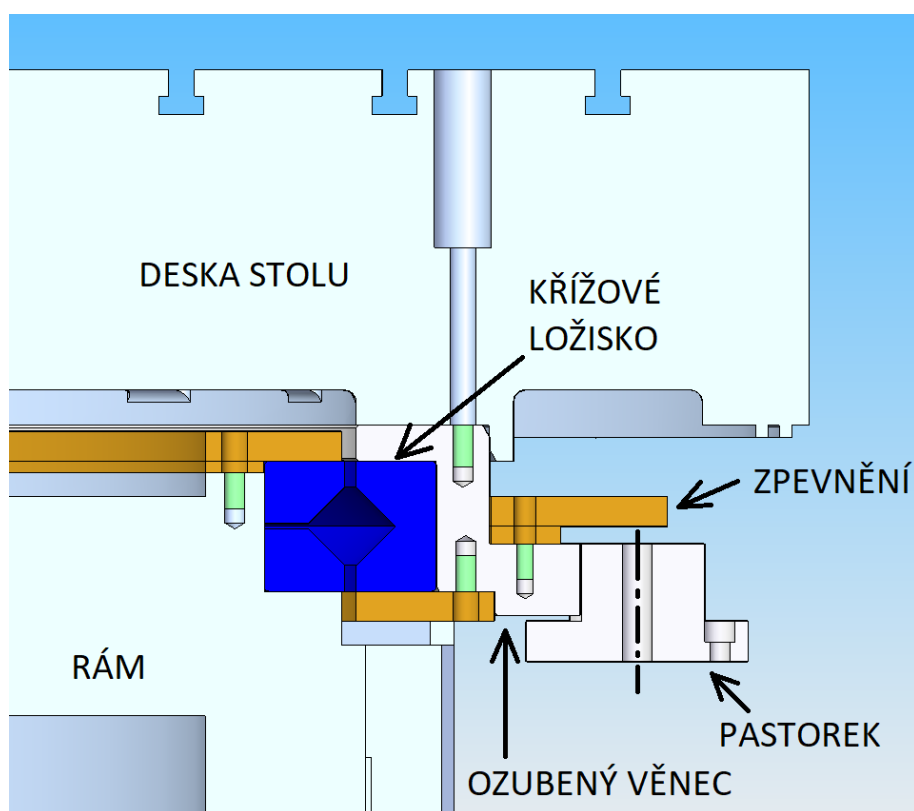
6.2 Projektový návrh stolu

V úvodu řešení návrhu stolu byl zpracován projektový model stolu (Obr. 39). Tento model zahrnoval základní funkční uzly stolu potřebné pro návrhové výpočty a konstrukční práce.



Obr. 39) Řez projektovým modelem stolu

Projekt byl navržen na základě kombinace vstupů ze zadání a znalostí získaných průzkumem existujících konstrukčních řešení stolů. Sestával z desky stolu, uložení desky stolu, náhonu desky ozubeným převodem, rámu a zpevnění stolu v poloze. Z tohoto modelu byla získána vstupní data pro návrhové výpočty – především hmotnosti, momenty setrvačnosti otočných částí stolu, velikosti dílů a ramen sil. Data byla v následujících fázích upravována dle konstrukčních optimalizací.

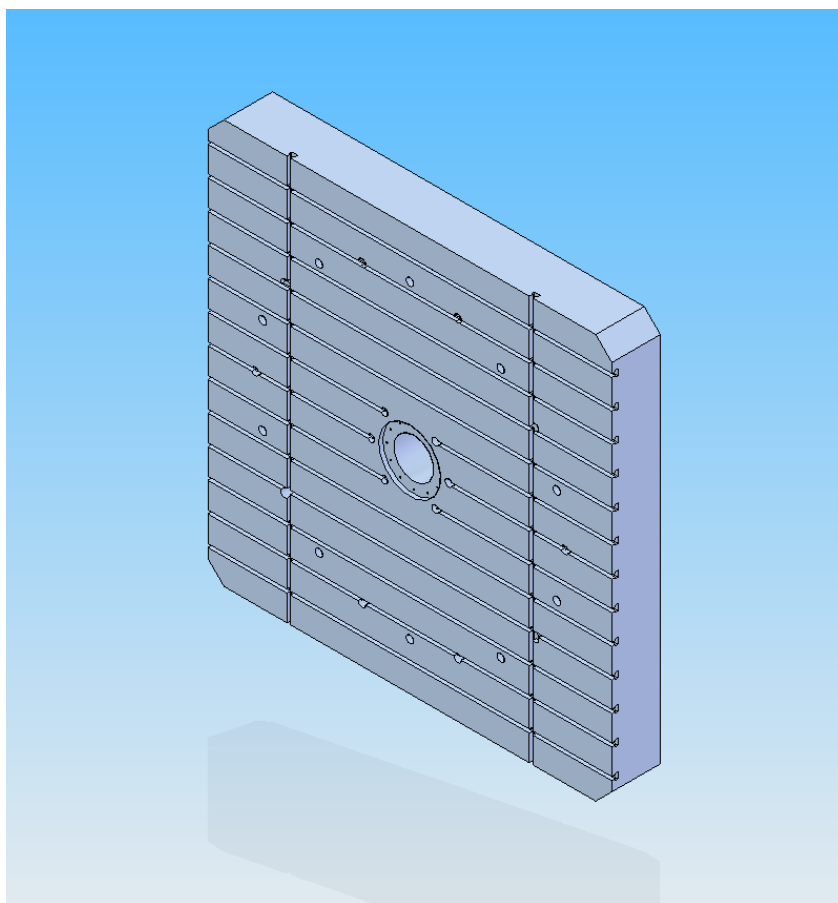


Obr. 40) Detail řezu projektovým modelem stolu

Při vytváření projektu se vycházelo ze základních myšlenek projektu otočného stolu:

- Hlavními parametry desky stolu jsou tuhost a nosnost – deska musí být v rámci možností maximálně tuhá pro dosahování co nejvyšší přesnosti obrábění.
- Náhon desky je nejvýhodnější s co největším průměrem věnce – je výhodné mít co největší rameno momentu síly.
- Ložisko desky stolu by mělo být co největší – ložisko zajišťuje oporu desce stolu. Velký rozměr ložiska zajistí optimální podepření desky, což vede k minimalizaci její deformace a maximalizaci přesnosti. Velké ložisko zároveň poskytne lepší vlastnosti z hlediska nosnosti, tuhosti, přesnosti a házení než ložisko menší.
- Zpevnění stolu v poloze je výhodné realizovat na co největším průměru. Stejně jako náhon je pro potřeby dimenzování výhodné využít maximální možné rameno síly.

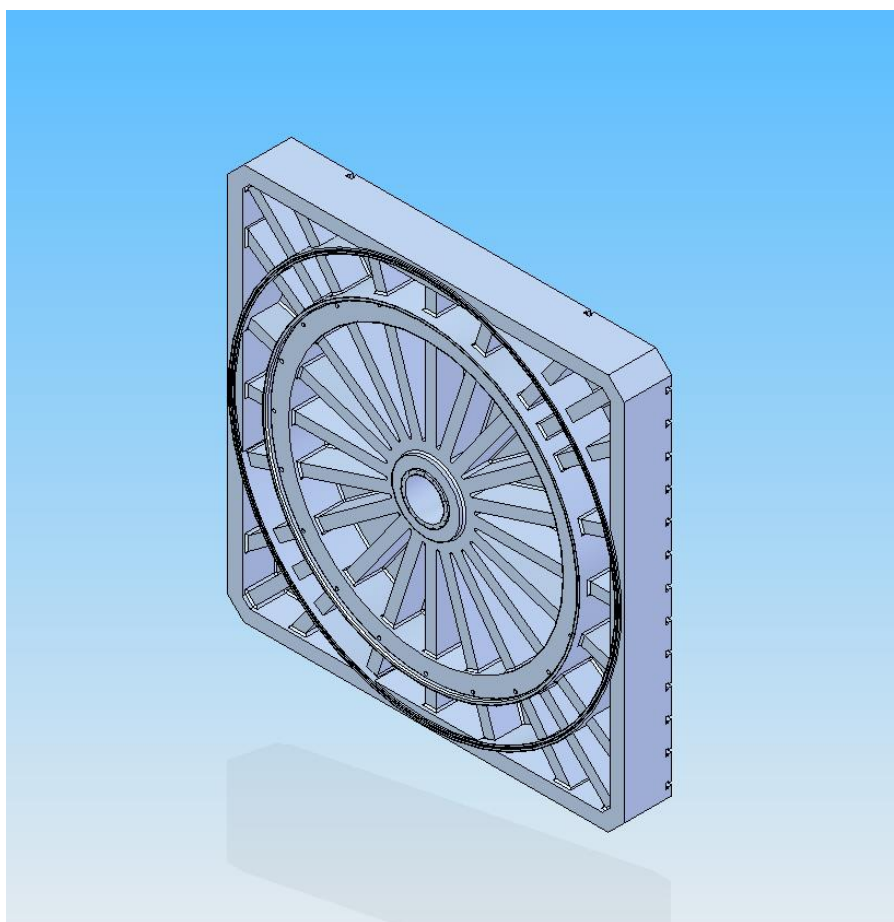
6.3 Deska stolu



Obr. 41) Deska stolu – izometrický pohled na horní plochu desky

Deska stolu (Obr. 41) byla dle zadání definována hlavními rozměry a nosností. Hlavní rozměry byly dány zadáním jako 2500 mm x 2500 mm. Těleso stolu je navrženo jako odlitek z šedé litiny EN-GJL-300 s následným obráběním.

Tvar desky je vzhledem k zadání čtvercový, přičemž rohové hrany desky jsou z důvodu praktické nevyužitelnosti prostoru k upínání zkoseny. Deska stolu je pro potřeby upínání obrobků vybavena T – drážkami o šířce 22H8, které umožňují montáž upínacích přípravků zařízení. Třináct T – drážek podélných a dvě příčné zajišťují dostatečné možnosti upínání v celé ploše desky. Střed desky je vybaven kruhovým otvorem s přírubovým uzavíráním. Tento kruhový otvor zde plní z hlediska montáže funkci přístupu k nastavení odměřování natočení desky, a ze servisního hlediska přístup k hadicím přimazávání ložiska. Z uživatelského hlediska tudy lze přivádět např. hadice s tlakovým vzduchem pro upínací přípravky. Otvor lze zavřít a utěsnit pomocí příruby, pro kterou je zde navrženo zapuštění a závitové připevňovací otvory. Přírubu je nutné doplnit o těsnění kvůli zamezení průsaku rezné kapaliny.



Obr. 42) Izometrický pohled na spodní část desky

Spodní část desky stolu (Obr. 42) je navržena jako skořepina vyztužená kruhovými a paprskovitými výztuhami. Vnitřní mezikruží ve středu stolu slouží k upevnění disku úhlového snímače polohy k odměřování natočení desky stolu. Připojovací plocha pro přírubový spoj s diskem je navržena jako obrobená se závitovými otvory pro připojení disku. Velké mezikruží o vnějším průměru 2000 mm zde slouží jako opěrná plocha pro montáž k ozubenému věnci náhonu stolu. Provedení mezikruží lze vidět na detailním pohledu řezu projektového modelu (Obr. 40). Čelní plocha mezikruží je opřena o horní plochu věnce. Připojení k věnci je realizováno pomocí šroubových spojů. Součástí mezikruží je středící obruba, která slouží k zajištění soustřednosti při montáži. Montáž bude prováděna

pomocí jeřábu, kdy deska bude spuštěna na již smontovaný celek stolu. Pro účely navádění desky na věnec je jak věnec, tak i obruba vybavena naváděcím zkosením. Čtyři díry pro šroubovací zvedací oka se závitem M20 jsou umístěna z boku desky.

Největší mezikruží, které je neblíže kraji desky, slouží jako jednoduchá forma labyrintového těsnění. V mezikruží je obrobena kruhová drážka, ve které je po dokončení montáže stolu zasunutý lem ochranného krytu stolu. Umístění drážky znemožňuje prostup třísek a nečistot do prostoru mechanismu stolu shora.

Výztuhy směřující od středu desky ke kraji byly navrženy pro maximální užitečnou tuhost stolu. Model desky byl podroben MKP analýze, jejíž výpočtová zpráva je přílohou této práce (Příloha 7). Analýza uvažuje zatížení od obrobku jako působení síly kolmo na upínací plochu desky stolu. Jelikož je v případě takto univerzálního stolu obtížné určit tvar typického obrobku, zatížení pro návrhový výpočet bylo umístěno na celou plochu desky stolu. V rámci MKP analýzy bylo řešeno rozmístění výztuh, kdy finální vyztužení zajišťuje velmi příznivé výsledky. Při zatížení celé plochy desky 65 000 kg zátěže a započtení tíhy desky bylo dosaženo maximální deformace 0,049 mm, přičemž tato maximální deformace nastává v nejkrajnějších rozích stolu. Lze předpokládat, že místo s největším posunutím nebude vzhledem k poloze v úplném rohu desky stolu sloužit jako opora obrobku. Na velké většině plochy stolu, kde naopak lze opření obrobků očekávat, výsledná deformace nepřesahuje 0,01 mm. Analýza nijak nezohledňuje tvar a tuhost potenciálního obrobku. Na základě analýzy se lze domnívat, že deska při této tuhosti poskytuje dostatečně tuhou podporu obrobku a nebude negativně ovlivňovat přesnost obrábění.

6.4 Náhon desky stolu

Deska stolu je poháněna ozubeným soukolím s dvojicí pastorků v režimu elektronického předepnutí master – slave. Řešení náhonu je limitováno zástavbovými rozměry – výška stolu od země k desce by neměla přesahovat 1 000 mm.

Pro volbu motoru byly provedeny návrhové výpočty zatížení motoru dle [3]. Údaje pro navrhované díly byly získány z 3D modelů. Jako obrobek byl pro účely výpočtu uvažován teoretický obrobek o rozměrech 2 200 mm x 2 200 mm a výšce 3 200 mm, s dutinou o rozměrech 1 500 mm x 1 500 mm a hmotností 65 000 kg.

Tab 5) Vstupní údaje pro výpočet zatížení motoru

Údaj	Značka	Jednotka	Hodnota	Poznámka
Obvodová síla	F_o	N	20000	zadání
Moment setrvačnosti motoru	J_{mot}	kg.m ²	0,0178	[66]
Moment setrvačnosti brzdy	J_{br}	kg.m ²	0,0028	[66]
Moment setrvačnosti vložené převodovky	J_p	kg.m ²	0,0026	[67]
Moment setrvačnosti hnacího pastorku	J_1	kg.m ²	0,032	
Moment setrvačnosti Hnaného kola	J_2	kg.m ²	551,95	
Moment setrvačnosti desky stolu	J_D	kg.m ²	9235,51	
Moment setrvačnosti kroužku ložiska	J_{kl}	kg.m ²	231,54	
Moment setrvačnosti přítláčného kroužku ložiska	J_{prit}	kg.m ²	113,26	
Moment setrvačnosti zpevňovacího disku	J_{zp}	kg.m ²	260	
Moment setrvačnosti obrobku	J_o	kg.m ²	76833	
Hmotnost hnaného kola	m_2	kg	586,88	
Hmotnost desky stolu	m_D	kg	8502,93	
Hmotnost kroužku ložiska	m_{kl}	kg	282,26	
Hmotnost přítláčného kroužku ložiska	m_{prit}	kg	131,70	
Hmotnost zpevňovacího disku	m_{zp}	kg	235,92	
Hmotnost obrobku	m_o	kg	65000	
Působíště řezné síly	r_o	m	1,25	
Působíště pasivních odporů	r_v	m	0,8625	
Součinitel tření ve vodících plochách	f_1	-	0,005	[3]
Převodový poměr převodovky	i_p	-	44,08	[67]
Převodový poměr vloženého převodu	i_1	-	20,59	vlastní výpočet

6.4.1 Motor – statické hledisko

Statické hledisko výpočtu potřebného momentu motoru zohledňuje nutnost překonání rezných sil od obrábění. V případě tohoto otočného stolu je dána síla ze zadání, kdy ji pro účely návrhu považujeme za dominantní charakter zatížení od obrábění v rámci životního cyklu stroje. Výpočet celkové účinnosti (6) z parametrů v tabulce (Tab 6) a statického krouticího momentu (7) byl proveden dle [3].

Tab 6) Účinnosti částí stolu

Údaj	Značka	Jednotka	Hodnota	Poznámka
Účinnost motoru	η_m	-	0,93	Datasheet motoru (Příloha 3)
Účinnost převodovky	η_p	-	0,92	Datasheet převodovky (Příloha 4)
Účinnost vloženého převodu	η_1	-	0,96	[3]
Účinnost vedení desky	η_v	-	0,98	[3]

Celková účinnost [3]:

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_p \cdot \eta_1 \cdot \eta_v = 0,93 \cdot 0,92 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,8$$

(6)

Statický krouticí moment [3]:

$$M_{ms} = \left(\frac{F_o \cdot r_o}{i_p \cdot i_1 \cdot \eta_c} \right) \cdot k_{kor} = \left(\frac{20000 \text{ N} \cdot 1,25 \text{ m}}{44,08 \cdot 20,59 \cdot 0,8} \right) \cdot 1,3 = 44,49 \text{ Nm}$$

(7)

Kde k_{kor} je zvolená korekční konstanta.

6.4.2 Motor – kinematické hledisko

Kinematické hledisko výpočtu poskytuje informaci o úhlovém zrychlení motoru, což je významná veličina pro výpočet dynamického zatížení motoru. Zároveň zde získáme potřebné otáčky motoru. Pro tento stůl jsem zvolil návrhové otáčky desky stolu $n_D = 2 \text{ ot/min}$. Tato rychlost otáčení je dostačující pro polohování velkých nerotačních obrobků a zároveň ji lze považovat za bezpečnou. Dále byla zvolena doba rozběhu, kdy tato doba je $t_r = t_z = 2 \text{ s}$. Výpočet otáček motoru (9) a úhlového zrychlení motoru (10) byl proveden dle [3].

Otáčky desky stolu:

$$n_D = 2 \text{ ot/min} = \frac{2}{60} \text{ s}^{-1} = 0,03 \text{ s}^{-1}$$

(8)

Otáčky motoru [3]:

$$n_m = n_D \cdot i_p \cdot i_1 = 2 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \cdot 44,08 \cdot 20,59 = 1815,21 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \cong 1815 \text{ ot/min}$$

(9)

Úhlové zrychlení motoru [3]:

$$\varepsilon_m = \frac{2\pi \cdot n_D \cdot i_p \cdot i_1}{t_r} = \frac{2\pi \cdot 0,03 \text{ s}^{-1} \cdot 44,08 \cdot 20,59}{2 \text{ s}} = 95,04 \text{ rad/s}^2 \quad (10)$$

6.4.3 Motor – dynamické hledisko

Výpočet dynamického hlediska kroutivého momentu zohledňuje hmotnosti a setrvačnosti rozbíhaných částí stolu. Zároveň zahrnuje vliv pasivních odporů působících proti pohybu stolu. Výpočet momentu zátěže (12), celkového momentu setrvačnosti redukovaného na hřídel motoru (14) a dynamického krouticího momentu (15) byl proveden dle [3].

Celková hmotnost hnaných rotujících hmot:

$$\begin{aligned} m_{celk} &= m_2 + m_D + m_o + m_{kl} + m_{prit} + m_{zp} \\ &= 586,88 \text{ kg} + 8502,93 \text{ kg} + 65000 \text{ kg} + 282,26 \text{ kg} + 131,7 \text{ kg} \\ &\quad + 235,92 \text{ kg} = 74739,7 \text{ kg} \end{aligned} \quad (11)$$

Moment zátěže [3]:

$$M_{zdrhm} = \frac{m_{celk} \cdot g \cdot r_v \cdot f_1}{i_p \cdot i_1 \cdot \eta_c} = \frac{74739,7 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,8625 \text{ m} \cdot 0,005}{44,08 \cdot 20,59 \cdot 0,8} = 4,33 \text{ Nm} \quad (12)$$

Součet momentů setrvačnosti rotujících hmot okolo osy stolu:

$$\begin{aligned} J_{součet} &= J_2 + J_D + J_o + J_{kl} + J_{prit} + J_{zp} \\ &= 551,95 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 9235,51 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 76833 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 231,54 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ &\quad + 113,26 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 260 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 = 87225,26 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (13)$$

Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru [3]:

$$\begin{aligned} J_{rhm} &= J_{mot} + J_{br} + J_p + J_1 + \frac{J_{součet}}{i_1^2 \cdot i_p^2} \\ &= 0,0178 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,0028 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,0024 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,032 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ &\quad + \frac{87225,26 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}{20,59^2 \cdot 44,08^2} = 0,161 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (14)$$

Dynamický krouticí moment [3]:

$$M_{md} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 0,161 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 95,04 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} + 4,33 \text{ Nm} = 19,64 \text{ Nm} \quad (15)$$

Celkový potřebný moment motoru:

$$M_c = M_{ms} + M_{md} = 44,49 \text{ Nm} + 19,64 \text{ Nm} = 64,12 \text{ Nm} \quad (16)$$

Jelikož náhon desky sestává ze dvou motorů s elektrickým předepnutím, využije se skutečnosti, že oba motory budou zabírat společně. Pro hrubý návrh hnací soustavy otočných stolů s dvěma motory se uvažuje pro jeden motor 65 % celkového potřebného momentu motoru [3].

Výsledný moment jednoho motoru:

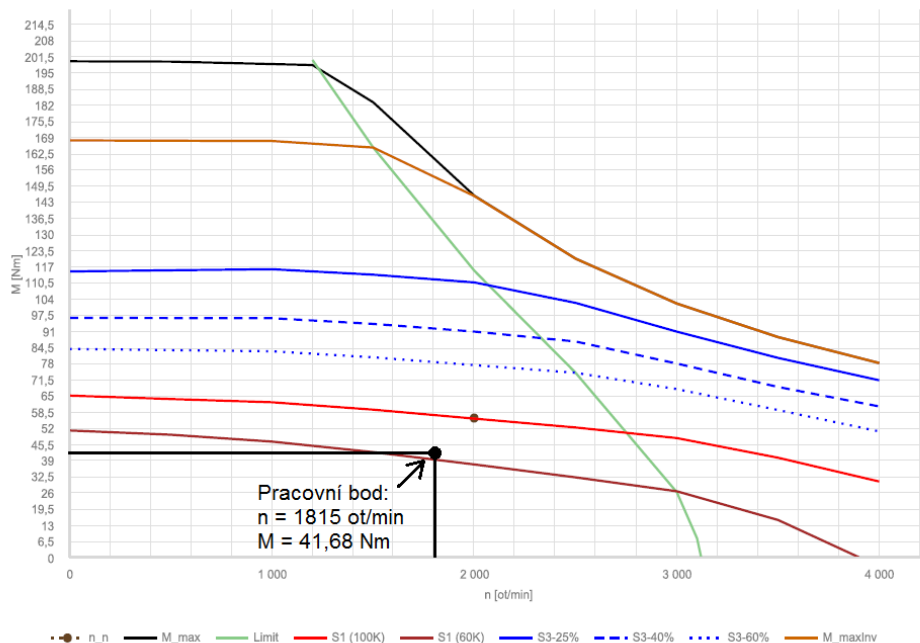
$$M_{mot} = M_c \cdot 0,65 = 64,12 \text{ Nm} \cdot 0,65 = 41,68 \text{ Nm} \quad (17)$$

6.4.4 Motor – volba motoru, kontrola oteplení

Pro volbu motoru byly získány hlavní určující hodnoty – krouticí moment $M_{mot} = 41,68 \text{ Nm}$ a otáčky motoru $n_m = 1\,815 \text{ ot/min}$. Tyto hodnoty byly zadány do konfiguratoru motorů SIEMENS, kde byl ve vztahu k dalším parametrům zvolen synchronní servomotor s označením SIMOTICS 1FT7105-5SC71-1CL1, s chlazením externí ventilací a vlastní zastavovací brzdou (Tab 7). Údajový list a charakteristiky motoru jsou přílohou této práce (Příloha 3).

Tab 7) Hlavní parametry zvoleného motoru (Příloha 3)

Parametr	Hodnota
Jmenovitý výkon	11,7 kW
Jmenovité otáčky	2000 ot/min
Maximální otáčky	6000 ot/min
Jmenovitý krouticí moment	56 Nm
Maximální krouticí moment	200 Nm



Obr. 43) Pracovní charakteristika motoru SIMOTICS 1FT7105-5SC71-1CL1 s vyznačeným pracovním bodem (Příloha 3)

Z charakteristiky motoru (Obr. 43) vyplývá, že zvolený pohon je schopen v návrhových podmínkách pracovat nepřerušovaně v režimu S1 – trvalý chod. Z hlediska předpokládaných podmínek při obrábění by měly být motory dostačující, a to i za předpokladu krátkodobého přetížení nad rámec uvažovaných zatížení.

Hledisko oteplení motoru bylo posouzeno zjednodušenou kontrolou z dat charakteristiky motoru. Pracovní bod maximálního návrhového zatížení motoru je velmi blízko křivky charakteristiky s označením S1 (60K). Toto označení vyjadřuje oteplení motoru při tomto režimu zatížení. Teplotu okolí uvažujeme 40°C. Výrobce udává tepelnou třídu izolace vinutí F s maximální přípustnou teplotou na vinutí 155°C. Teplota motoru v tomto režimu provozu vzroste o 60 K, což v součtu s teplotou okolí znamená maximální předpokládanou teplotu na vinutí 100°C. Z hlediska oteplení je tak motor vyhovující, externí chlazení ventilací vestavěné v motoru je dostačující. [68]

6.4.5 Převodovka

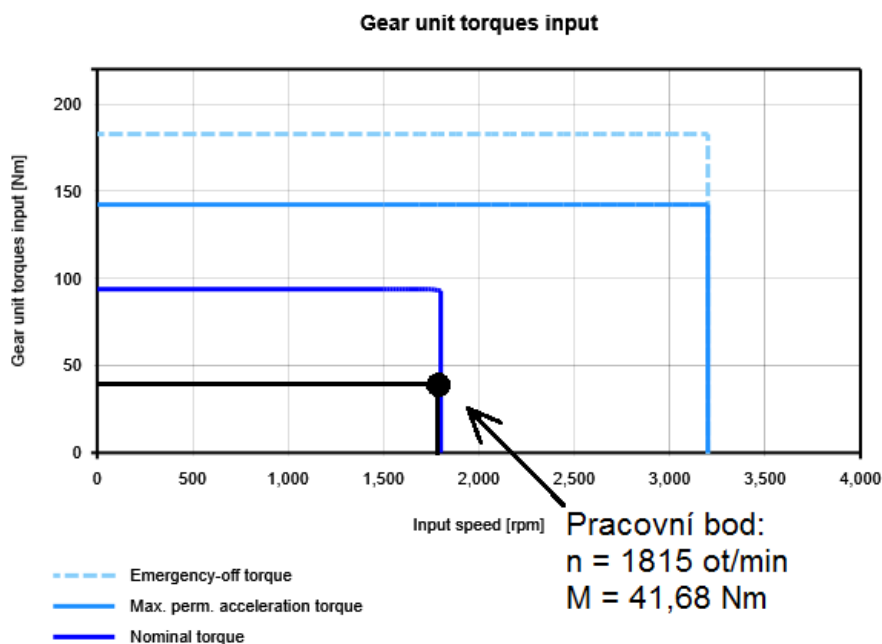
Volba převodovky pro náhon otočného stolu podléhá řadě požadavků, které jsou kladeny na převodovky přesných polohovacích náhonů. Převodovka musí zajistit potřebný převodový poměr, který je v případě polohovacího stolu pro nerotační součásti výhodný spíše vyšší. Velký převodový poměr je výhodný, protože snižuje potřebné kroucí momenty motorů. Převodovka by ze stejného důvodu také měla mít co nejnížší moment setrvačnosti. Převodovka by také měla pro nejpresnější a nejplynulejší chod mít co možná největší torzní tuhost. Pro obráběcí aplikace je rovněž výhodné, když má převodovka co nejmenší vůle. V této konkrétní aplikaci jsou ovšem vůle vymezeny elektronicky, tudíž zde nejde o prioritní parametr.

Po provedení návrhových výpočtů motorů byl zvolený motor a požadovaný přibližný převodový poměr zadán do konfigurátoru převodovek STÖBER. Na základě údajů o otáčkách a momentech motorů byly konfigurátorem nabídnuty kompatibilní varianty převodovek, ze kterých byla zvolena kolmá planetová převodovka s označením PHQ931F0060K513VF0073ME30 (Tab 8) . Technický list převodovky je přílohou této práce (Příloha 4).

Tab 8) Hlavní parametry zvolené převodovky (Příloha 4)

Parametr	Hodnota
Převodový poměr	44,08
Jmenovitý výstupní krouticí moment	3800Nm
Maximální výstupní krouticí moment	5760Nm
Moment setrvačnosti	0,0026 kg.m ²
Účinnost	92%
Servisní faktor	1,9
Vůle v ozubení	0°4′

Tato planetová převodovka svými parametry odpovídá potřebám aplikace. Z charakteristiky vstupních parametrů převodovky (Obr. 44) lze při dosazení pracovního bodu vyčíst, že volba je z hlediska namáhání zatížením od pohonu vhodná a dostatečně dimenzovaná. Hodnota servisního faktoru reprezentuje provozní podmínky použití převodovky. Zvolená převodovka disponuje servisním faktorem o hodnotě 1,9, což znamená, že převodovka je koncipována i pro zatěžování silnými rázy několik hodin denně [69]. Vzhledem k neurčitosti charakteru zatížení stolu obráběním je taková odolnost převodovky výhodná.



Obr. 44) Charakteristiky vstupních parametrů převodovky STÖBER PHQ931F0060K513VF0073ME30 (Příloha 4)

Zvolená převodovka je vybavena výstupním přírubovým hřídelem (Obr. 45). Tento hřídel je uzpůsoben pro montáž pastorku s přírubou. Tyto pastorky lze nejen vyrobit na zakázku, ale v některých rozměrech a materiálových provedeních je lze i objednat z katalogu [70]. Přírubové provedení má rovněž připevňovací plocha převodovky. Zvolená převodovka je vybavena připojovací přírubou s 32 otvory pro šrouby M12. Provedení zvolené převodovky má výstupní hřídel osově kolmý na hřídel motoru. Toto provedení bylo zvoleno ze zástavbových důvodů – provedení se souosým výstupním hřídelem se nepodařilo zakomponovat do konstrukce stolu bez přesáhnutí maximální výšky stolu 1 000 mm. S kolmým výstupním hřídelem se ovšem podařilo vejít do požadovaného zástavbového prostoru i s prostorovou rezervou.



Obr. 45) Zvolený typ převodovky řady PHQK od výrobce STÖBER [71]

6.4.6 Ozubené soukolí náhonu desky stolu

Navrhovaný náhon desky stolu uvažuje soukolí, ve kterém dva pastorky pohání výrazně větší ozubený věnec. Pracovní podmínky soukolí ovlivňují návrh ozubení. Rychlost rotace pastorku je díky umístění za převodovku s vysokým převodovým poměrem relativně nízká, soukolí se bude tedy pohybovat pomalu. Z uživatelského hlediska není rozhodující hlučnost ozubení, jelikož proces obrábění bude mnohem hlučnější. Na základě těchto skutečností jsem zvolil přímé ozubení. Toto ozubení je výhodné z hlediska snazší výroby.

Ozubený věnec byl navrhován s ohledem na prostorovou zástavbu stolu. Pro dosahování nejlepších silových poměrů byl ozubený věnec navrhován jako co největší, nicméně pouze tak velký aby ozubení nepřesahovalo ven z prostoru desky stolu.

Pro návrh ozubeného soukolí (Obr. 46) jsem využil nástroj Design Accelerator, který je součástí systému Autodesk Inventor Professional 2021. Tento nástroj má vestavěné výpočty, které při zadání vstupních parametrů dopočítávají neznámé rozměry a vyhodnocují výsledné ozubení z hlediska bezpečností vůči mezním stavům dle ISO 6336:1996. Díky tomu lze průběžným upravováním vstupů dosáhnout optimálního řešení ozubení pro požadovanou aplikaci. Hodnoty modulu ozubení, úhly sklonu a profilu (Tab 9) vychází z normovaných hodnot. Účinnost převodu byla určena dle [3]. Výkon (18) a otáčky (19) byly vypočítány

z hodnot výpočtů pohonu. Počet zubů pastorku byl zvolen jako vhodný nejnižší počet zubů. Zbylé hodnoty byly předmětem optimalizace průběžným posměňováním hodnot do dosažení požadovaných výsledků.

Výkon na pastorku:

$$P_1 = 2\pi \cdot M \cdot n_m \cdot \eta_p = 2\pi \cdot 41,68 \text{ Nm} \cdot 30,25 \text{ s}^{-1} \cdot 0,92 = 7289 \text{ W} = 7,289 \text{ kW} \quad (18)$$

Otáčky pastorku:

$$n_1 = \frac{n_m}{i_p} = \frac{1815 \text{ ot/min}}{44,08} = 41,18 \text{ ot/min} \quad (19)$$

Tab 9) Vstupní parametry návrhu ozubení

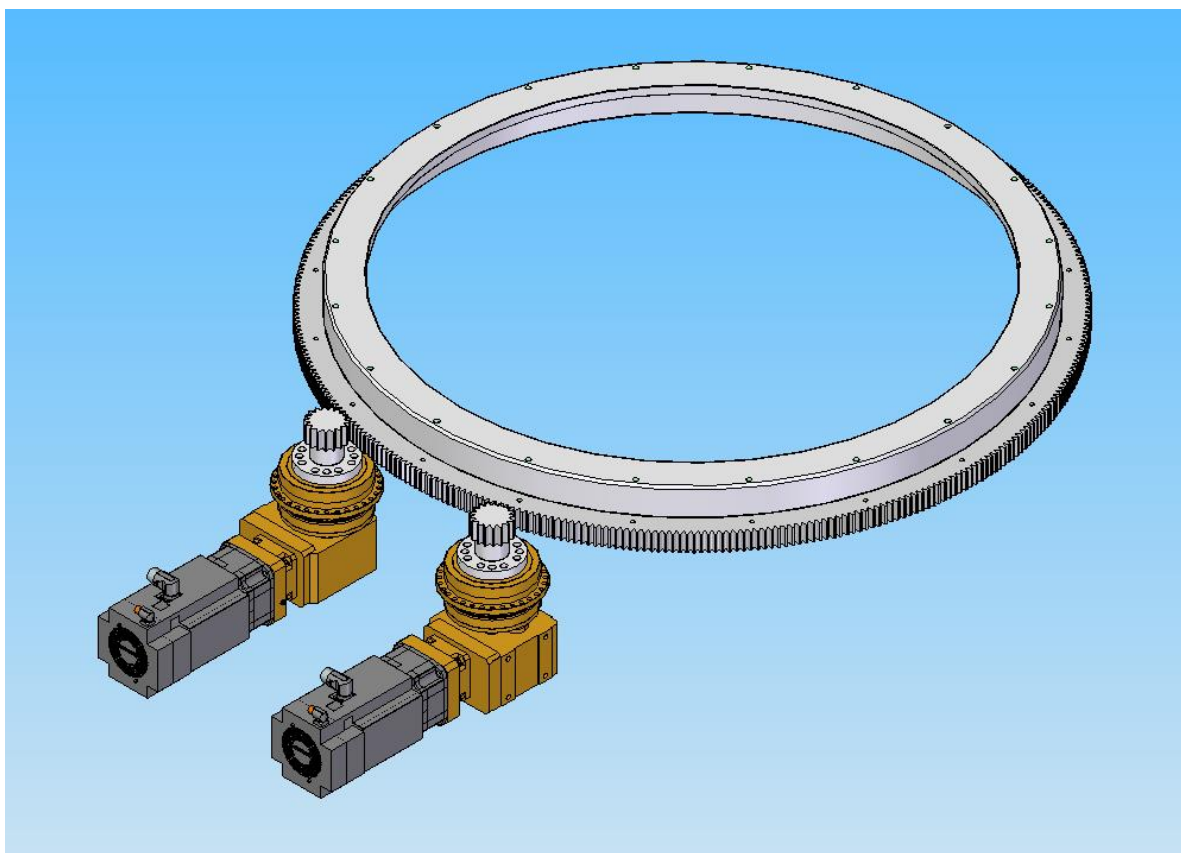
Parametr	Značka	Hodnota
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	20,6
Modul	m	6 mm
Úhel sklonu	β	0°
Úhel profilu	α	20°
Celková jednotková korekce	$\sum x$	0,6 x modul
Počet zubů pastorku	z_1	17
Šířka ozubení – pastorek	b_1	60 mm
Šířka ozubení – věnec	b_2	60 mm
Výkon	P_1	7,289 kW
Otáčky	n_1	41,18 ot/min
Účinnost převodu	η_1	0,96 [3]

Výsledné ozubení sestává s pastorků o 17 zubech a věnce o 350 zubech. Výpočtová zpráva vytvořená v Design Acceleratoru je přílohou této práce (Příloha 6). Pastorek a věnec byly navrženy z materiálu 16MnCr5, což je ekvivalent pro materiál ČSN 14 220. Tato ocel je vhodná pro namáhané ozubené převody. Je vhodná k cementování a kalení, přičemž je zároveň dobře obrobitelná i svařitelná [72].

Tab 10) Výsledné bezpečnosti v ozubení (Příloha 6)

Parametr	Značka	Hodnota – pastorek	Hodnota – věnec
Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,130	1,530
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	2,363	2,534
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	2,210	2,210
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	4,969	5,317

Výsledky výpočtu (Tab 10) potvrzují úspěšný návrh ozubení soukolí. Veškeré hodnoty bezpečnosti jsou vyšší než 1, přičemž nejnižší hodnota bezpečnosti je hodnota součinitele bezpečnosti v dotyku u pastorků. Tuto hodnotu je doporučeno mít v rozmezí od 1,1 do 1,3 [73].



Obr. 46) Navržená soustava náhonu desky stolu.

Provedeným výpočtem ozubení byly získány informace o zatížení na ozubení (Tab 11). Tyto síly jsou vstupními údaji pro další výpočty.

Tab 11) Zatížení v ozubení (Příloha 6)

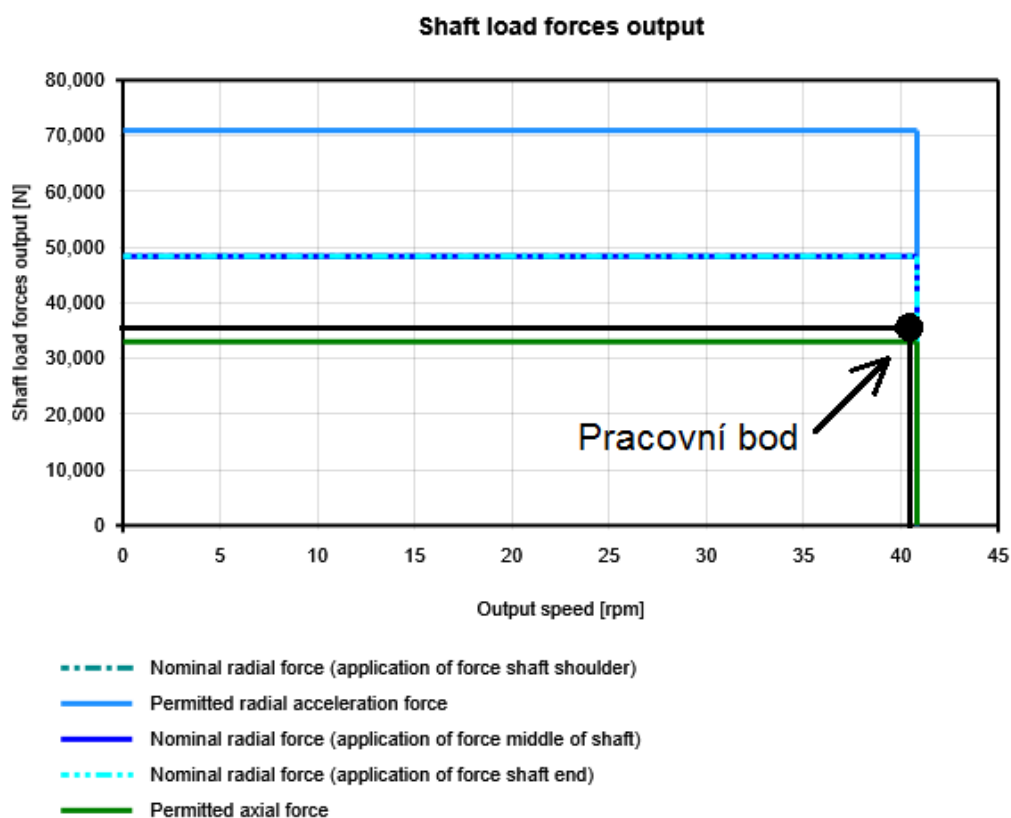
Parametr	Značka	Hodnota – pastorek	Hodnota – věnec
Krouticí moment	T	1690,26 Nm	33407,45 Nm
Radiální síla	F_r	12352,12 N	
Obvodová síla	F_t	33035,58 N	
Normální síla	F_n	35269,31 N	
Obvodová rychlost	v	0,22 m/s	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	12945,57 ot/min	

Při znalosti silových poměrů na ozubení lze provést kontrolu bezpečnosti převodovky z hlediska zatížení uložení pastorku. Dovolené rozsahy klopných momentů a silového zatížení výstupního hřídele jsou znázorněny graficky v technickém listu převodovky, který je přílohou práce. Rameno síly od působíště síly v ozubení k hřídeli bylo z modelu stolu určeno jako 105 mm.

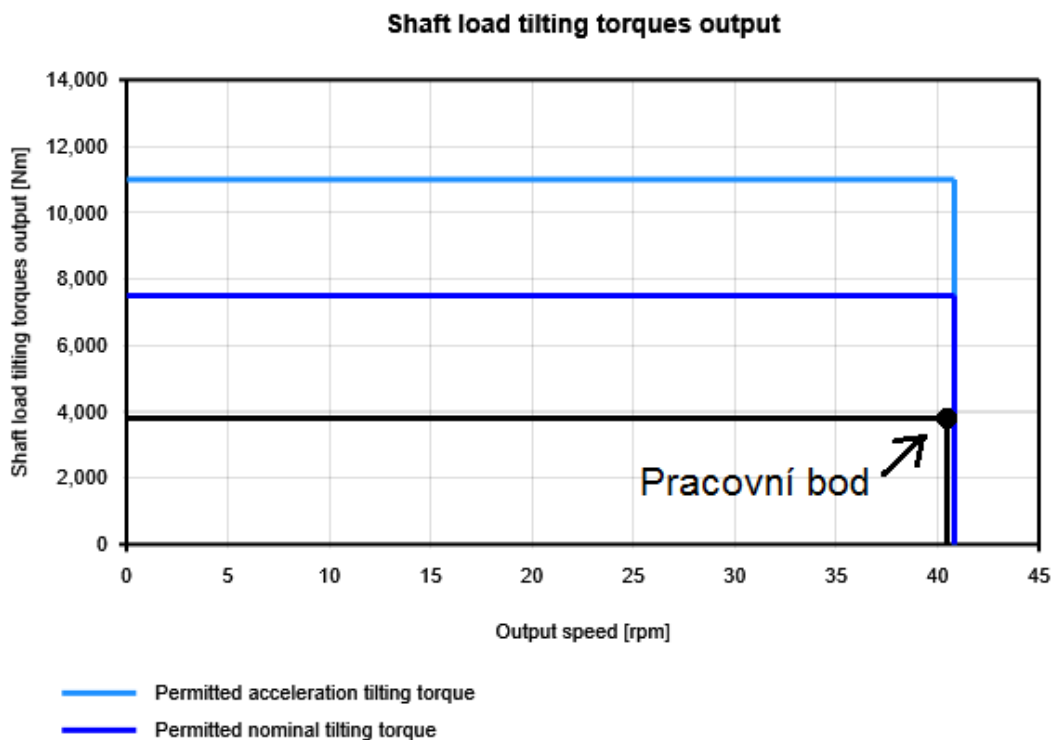
Klopný moment působící na výstupní hřídel převodovky:

$$M_{klpr} = F_n \cdot r_{rampr} = 35269,31 \text{ N} \cdot 0,105 \text{ m} = 3703,28 \text{ Nm}$$

(20)



Obr. 47) Graf dovolených silových zatížení hřídele převodovky. Omezující křivka nominální radiální síly je zde vyznačena tmavě modrou barvou. (Příloha 4)



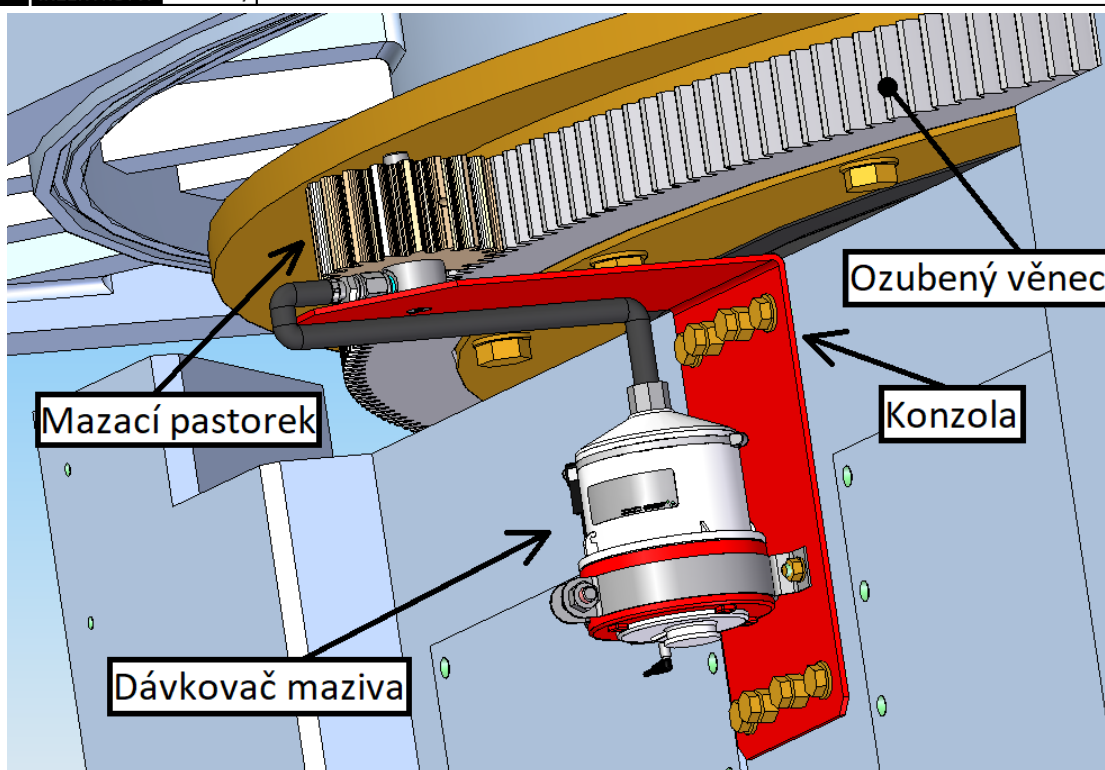
Obr. 48) Graf dovolených klopných momentů působících na hřídel převodovky. Omezující křivka nominálního klopného momentu je zde vyznačena tmavě modrou barvou. (Příloha 4)

Z grafického znázornění maximálního klopného momentu (Obr. 47) a posouvající síly (Obr. 48) v grafech dovolených hodnot zatížení vyplývá, že pracovní body se nacházejí pod omezujícími křivkami příslušných veličin. Uložení hřídele převodovky je tedy z hlediska zatížení dostačující.

6.4.7 Mazání ozubení

Systém mazání ozubeného soukolí zvyšuje životnost členů ozubeného převodu a udržuje jejich dlouhodobou přesnost. Proto byl pro ozubené soukolí stolu navržen mazací systém využívající mazací pastorek (Obr. 49). Systém spočívá v principu mazacího lisu vytlačujícího mazivo hadičkou do plstěného pastorku. Plstěný pastorek nanáší tenký film maziva na plochy zubů ozubeného věnce fyzickým kontaktem věnce s pastorkem. Díky tomuto mazacímu filmu je soukolí vždy namazané správnou vrstvou maziva, což vede k zvýšené ochraně všech kontaktních členů soukolí [74].

Pro tento stůl bylo zvoleno řešení mazání od firmy ATLANTA. Elektronicky řízený dávkovač maziva vytlačuje elektronicky řízeným plynovým pístem mazivo nastavitelným tempem. Vyprazdňovací čas dávkovače lze nastavit v případě provozních podmínek tohoto stolu až na 18 měsíců, což snižuje celkovou náročnost na údržbu stroje [74].

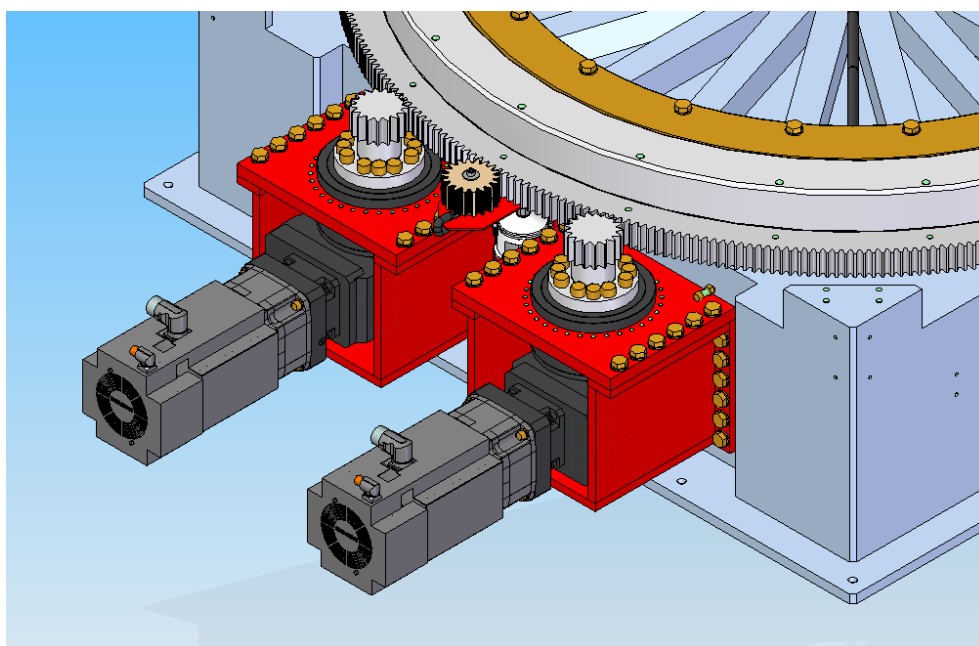


Obr. 49) Mazání ozubeného převodu mazacím pastorkem.

Mazací systém ozubení je připevněn pomocí plechové konzoly. Konzola je připevněna k rámu šroubovými spoji. K polohování osové vzdálenosti pastorku k ose věnce slouží rektifikační šrouby, kterými lze polohu přesně nastavit.

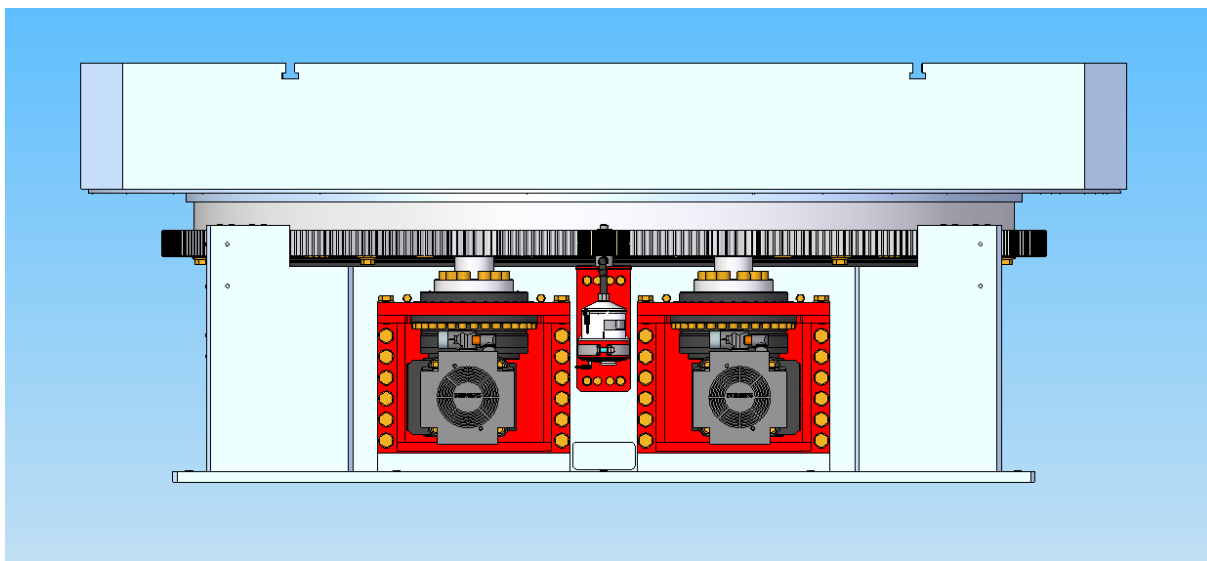
6.4.8 Konzoly pohonů

Zvolené komponenty pohonu na základě výpočtu bylo třeba propojit s konstrukcí stolu. Propojení musí zohledňovat potřebu tuhého připevnění a nastavitelné osové vzdálenosti soukolí.



Obr. 50) Izometrický pohled na připojení pohonů k rámu stolu.

Zvolené motory a převodovky jsou k rámu stolu připevněny pomocí nastavitelných konzol (Obr. 50). Konzola nejen zajišťuje tuhé připevnění pohonů, ale umožňuje montážní naladění potřebné osové vzdálenosti vyplývající z výpočtové zprávy ozubení. Nastavitelnost je řešena tak, že převodovka s motorem je připevněna šrouby k ocelové desce s oválnými drážkami pro připevňovací šrouby. Tato deska leží na svařované konzole tak, že se může v povoleném stavu pohybovat volně ve směru k ozubenému věnci. Na desce jsou navařené dvě matice s rektifikačními šrouby, které umožňují odtlačováním desky od rámu stolu přesně nastavit požadovanou osovou vzdálenost ozubených kol. Konstrukční řešení uvažuje možnost seřízení ± 5 mm, což je z hlediska potřeby kompenzace nepřesností z výroby a montáže zcela dostačující. Po nastavení polohy se utažením šroubů v oválných drážkách poloha desky vůči konzole pevně zafixuje. Konzola je připevněna šroubovými spoji k rámu stolu (Obr. 51).



Obr. 51) Pohled na celkovou sestavu pohonu z náhonové strany stolu.

6.5 Uložení desky stolu

Uložení desky stolu je významný konstrukční uzel stolu, který silně ovlivňuje tuhost a přesnost celku. Zvolená varianta řešení uvažuje jedno valivé ložisko, zachycující axiální síly, radiální síly a klopné momenty. K tomu bylo zvoleno křížové ložisko se zkříženými válečky s označením Z-549816 od společnosti FAG (Tab 12) .

Tab 12) Parametry ložiska FAG Z-549816 [38]

Parametr	Značka	Hodnota
Hmotnost	m_{loz}	573 kg
Průměr vnitřní	d_{loz}	1 580 mm
Průměr vnější	D_{loz}	1 870 mm
Výška ložiska	B_{loz}	110 mm
Únosnost dynamická	C	2 080 kN
Únosnost statická	C_0	14 000 kN
Konstanta axiální pružnosti	C_s	7600 kN ^{0,926} /mm
Maximální otáčky při mazání tukem	n_g	48 ot/min
Požadovaný objem maziva	-	5,5 kg

Zvolené ložisko má vnější kroužek nedělený a vnitřní kroužek dělený s možností variabilního předepnutí pomocí utažení šroubů M16, kdy závit a díra se zapuštěním pro hlavu šroubu jsou již součástí kroužků. Rozměr ložiska je zde zvolen především s ohledem na potřebu podepření desky stolu – deska podepřena blízko svého okraje se deformuje méně, než deska podepřená dále od okraje. Velké rozměry ložiska jsou přínosné také z hlediska přesnosti a vyšší tuhosti.

Ložisko je možné mazat tukem nebo olejem, přičemž mazání olejem se doporučuje pro vyšší otáčky. Otáčky stolu o rychlosti 2 ot/min jsou mnohem nižší, než je hranice otáček pro nutnost použití olejového mazacího okruhu. Z tohoto důvodu volím metodu mazání tukem, jelikož jde o konstrukčně jednodušší řešení při splnění požadavků na spolehlivé mazání. Výrobce ložisek doporučuje použití maziva KP2N – 20 dle normy DIN51825 [38].

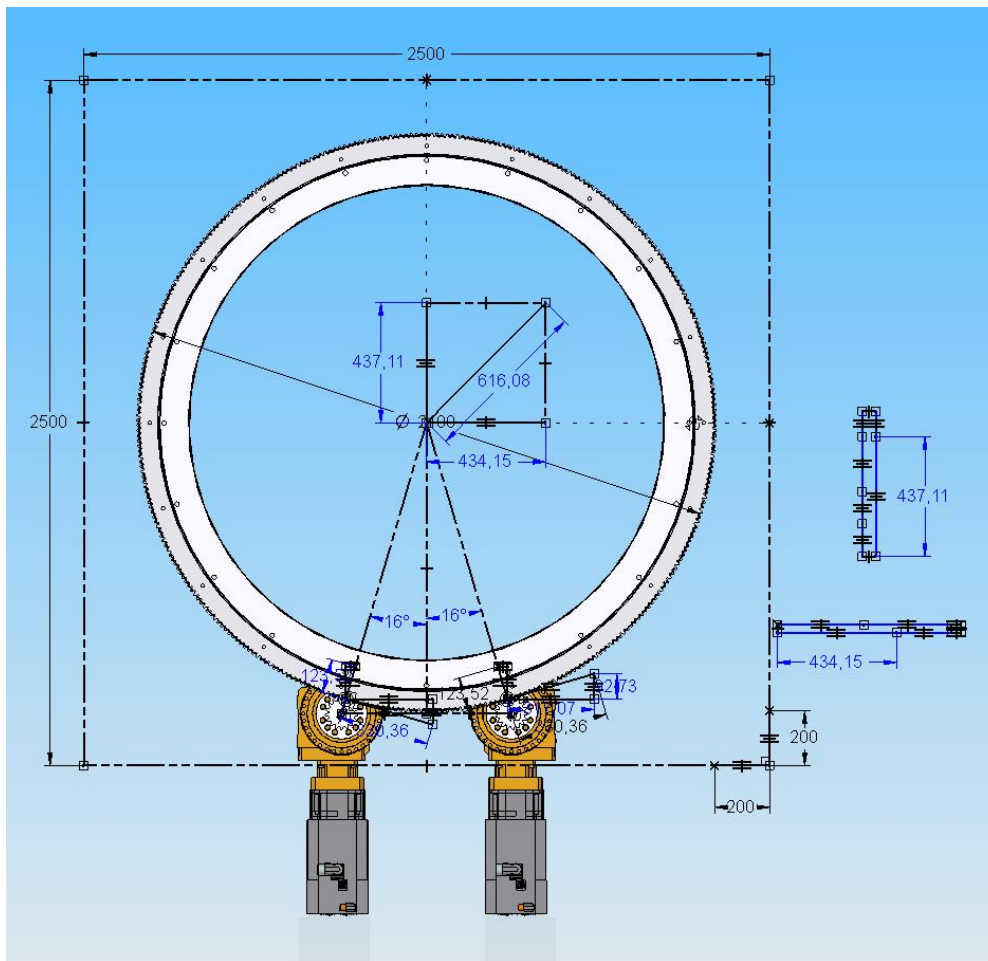
V rámci volby ložiska byly provedeny výpočty ověřující vhodnost volby.

Celková axiální síla působící na ložisko:

$$F_{0A} = m_{celk} \cdot g + F_z = 74739,7 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 20000 \text{ N} = 753196,46 \text{ N} = 753,2 \text{ kN} \quad (21)$$

Celková radiální síla působící na ložisko:

Výslednice sil byla vzhledem různosti směrů sil v soustavě vypočtena graficky (Obr. 52) v prostředí skici modelu.



Obr. 52) Grafický výpočet výslednice radiálních sil působících na ložisko.

$$F_{0r} = 61608 \text{ N} = 61,61 \text{ kN}$$

(22)

Výslednice sil od obrábění působících radiálně na ložisko:

$$F_{xy} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{(20000\text{N})^2 + (20000\text{N})^2} = 28284,27 \text{ N} = 28,28 \text{ kN}$$

(23)

Celkový klopný moment působící na ložisko:

$$M_{0k} = F_{xy} \cdot h_{0kmax} = 28284,27 \text{ N} \cdot 9000 \text{ mm} = 254\,558\,441,23 \text{ Nmm} = 254,56 \text{ kNm}$$

(24)

Hodnota výšky působení výslednice h_{0kmax} byla pro výpočet zvolena jako extrémní varianta obrábění ve výšce 9 000 mm nad úrovní desky stolu.

Průměr roztečné kružnice válečků:

$$D_{pw} = \frac{D_{loz} + d_{loz}}{2} = \frac{1870 \text{ mm} + 1580 \text{ mm}}{2} = 1725 \text{ mm}$$

(25)

Statické ekvivalentní zatížení ložiska [75]:

$$P_0 = F_{0r} + \frac{2M_{0k}}{D_{pw}} + 0,44F_{0a} = 61608 \text{ N} + \frac{2 \cdot 254\,558\,441,23 \text{ Nmm}}{1725 \text{ mm}} + 0,44 \cdot 753196,46 \text{ N}$$

$$= 688154,9 \text{ N} = 688,15 \text{ kN}$$
(26)

Statický bezpečnostní koeficient [75]:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{14000 \text{ kN}}{688,15 \text{ kN}} = 20,34$$
(27)

Z hlediska statické bezpečnosti je výrobcem pro hladký a přesný chod doporučená hodnota $f_s \geq 4$ [38]. Tento požadavek je dle předpokladu s jistotou splněn (27).

Dále byl proveden výpočet z ložiska z dynamického hlediska, předpětí a deformace dle katalogu [38]. Z katalogu výrobce byla pro rychlost otáčení $n_D = 2 \text{ ot/min}$ určena hodnota rychlostního faktoru $f_n = 2,33$.

Poměr axiální síly k radiální:

$$\frac{F_{0a}}{F_{0r}} = \frac{753,20 \text{ kN}}{61,61 \text{ kN}} = 12,23$$
(28)

Ekvivalentní dynamické zatížení pro poměr $F_{0a}/F_{0r} > 1,4$ [38]:

$$P = 0,93F_{0r} + F_{0a} = 0,93 \cdot 61,61 \text{ kN} + 753,2 \text{ kN} = 810,49 \text{ kN}$$
(29)

Dynamický faktor [38]:

$$f_l = \frac{C}{P} \cdot f_n = \frac{2080 \text{ kN}}{810,49 \text{ kN}} \cdot 2,33 = 5,98$$
(30)

Životnost ložiska [38]:

$$L_h = 500 \cdot f_l^{\frac{10}{3}} = 500 \cdot 5,98^{\frac{10}{3}} = 194031 \text{ hod}$$
(31)

Doporučené předpětí ložiska [38]:

$$F_V = 0,035 \cdot C = 0,035 \cdot 2080 \text{ kN} = 72,8 \text{ kN}$$
(32)

Axiální posunutí kroužku vlivem předpětí [38]:

$$V = 2 \cdot \frac{\sqrt[1,08]{F_V}}{C_s} = 2 \cdot \frac{\sqrt[1,08]{72,8 \text{ kN}}}{7600 \text{ kN}^{0,926}/\text{mm}} = 0,014 \text{ mm}$$
(33)

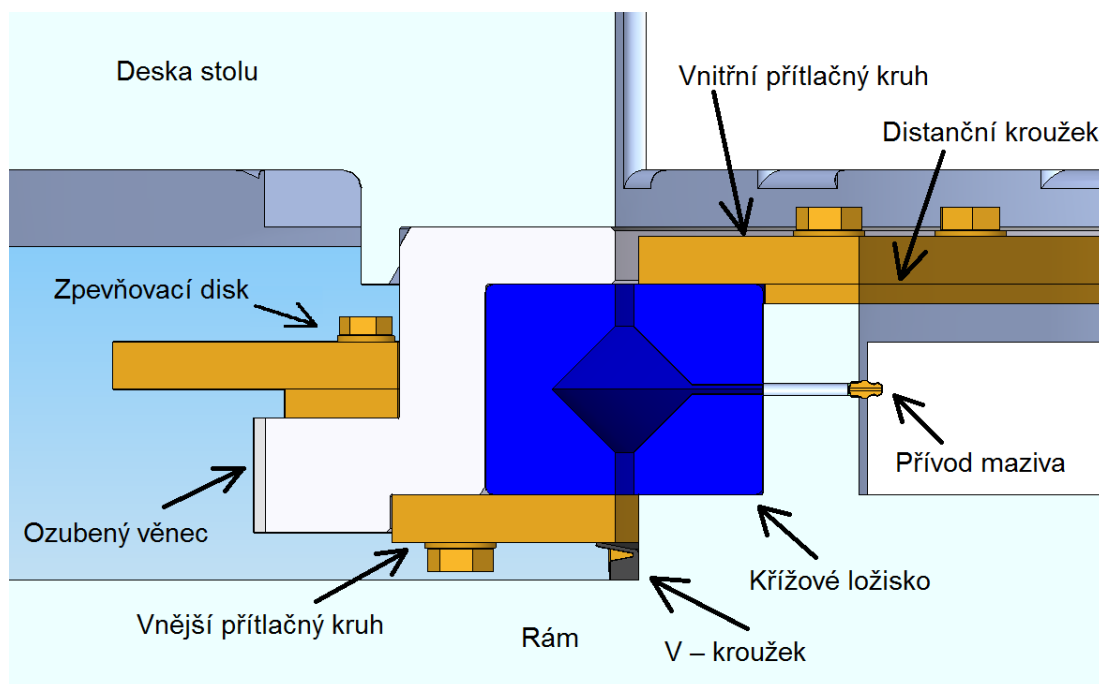
Poměr síly předpětí k axiálnímu zatížení:

$$2,114 \cdot F_V = 2,114 \cdot 72,8 \text{ kN} = 153,9 \text{ kN} < F_{0a}$$
(34)

Axiální posunutí vnějšího kroužku ložiska vůči vnitřnímu kroužku vlivem maximálního axiálního zatížení, pro $F_{0a} > 2,114F_V$ [38]:

$$\delta_a = \frac{{}^{1,08}\sqrt{F_{0a}} - {}^{1,08}\sqrt{F_V}}{C_s} = \frac{{}^{1,08}\sqrt{753,2 \text{ kN}} - {}^{1,08}\sqrt{72,8 \text{ kN}}}{7600 \text{ kN}^{0,926}/\text{mm}} = 0,054 \text{ mm} \quad (35)$$

Z výpočtu lze usoudit, že životnost ložiska je plně dostačující a přesahuje potřebnou dobu provozu. Vypočtené hodnoty předpětí a deformací je nutné zohlednit při výrobě a montáži stolu. Axiální posunutí vnějšího kroužku naznačuje, že obráběcí stroj by měl vždy pro konkrétní obrobek určit jeho přesnou polohu sondou – posunutí kroužku ložiska je závislé na hmotnosti obrobku, přičemž lze předpokládat variabilitu hmotností v intervalu od 0 kg až do 65 000 kg. Dle doporučení výrobce z důvodu stlačení kroužků ložiska předpětím musí být mezi přitlačný kruh přitlačující ložisko a rám umístěn distanční kroužek (Obr. 53), který umožní montážní odladění tohoto uzlu [38]. Po odměření skutečného rozměru výšky předepjatých kroužků ložiska se tento díl upraví na potřebný přesný rozměr, aby po montáži bylo dosaženo správného sevření ložiska.



Obr. 53) Řez uložením desky stolu.

Ložisko je uloženo vnitřními kroužky na rámu stolu (Obr. 53). Tento kroužek není zatížen obvodovým zatížením, tudíž je zde doporučeno volit uložení s vůlí. Oproti tomu ozubený věnec je obvodově zatížen, vnější kroužek ložiska v něm musí být uložen s přesahem. V axiálním směru je ložisko sevřeno dvojicí přitlačných kruhů [38].

Mazivo je do ložiska přiváděno pomocí mazacích kanálků a maznic směřovaných mezi dělené vnitřní kroužky ložiska. Jelikož k maznicím není po smontování stolu přímý přístup pro obsluhu, je maznice doplněna o hadici vyvedenou k otvoru uprostřed stolu, odkud je možné provádět při údržbě pravidelné přimazávání. Aby nemohlo mazivo unikat pryč z prostoru ložiska, je prostor odspodu utěsněn V – kroužkem, který brání úniku maziva a zároveň znemožňuje vnik prachu a nečistot do prostoru ložiska.

6.6 Zpevnění desky stolu v poloze

Pro zpevnění desky stolu v poloze při obrábění bylo navrženo hydraulické zpevnění pomocí hydraulických brzd, které vlivem tlaku oleje sevřou zpevňovací disk a třením mu znemožňují otočení pod vnějším zatížením. Toto zpevnění má za cíl spolehlivě fixovat desku stolu při obrábění v přesné poloze, čímž zajistí maximální přesnost obrábění.

Nejprve je třeba definovat maximální zatížení, které by působilo na stůl nežádoucím uváděním do pohybu (36). Nejhorší případ takového zatížení je působení maximální tečné síly F_x nebo F_y na osu stolu na maximálním možném rameni r_o .

Maximální moment od obrábění:

$$M_{obr} = F_x \cdot r_o = 20000 \text{ N} \cdot 1,25 \text{ m} = 25000 \text{ Nm} \quad (36)$$

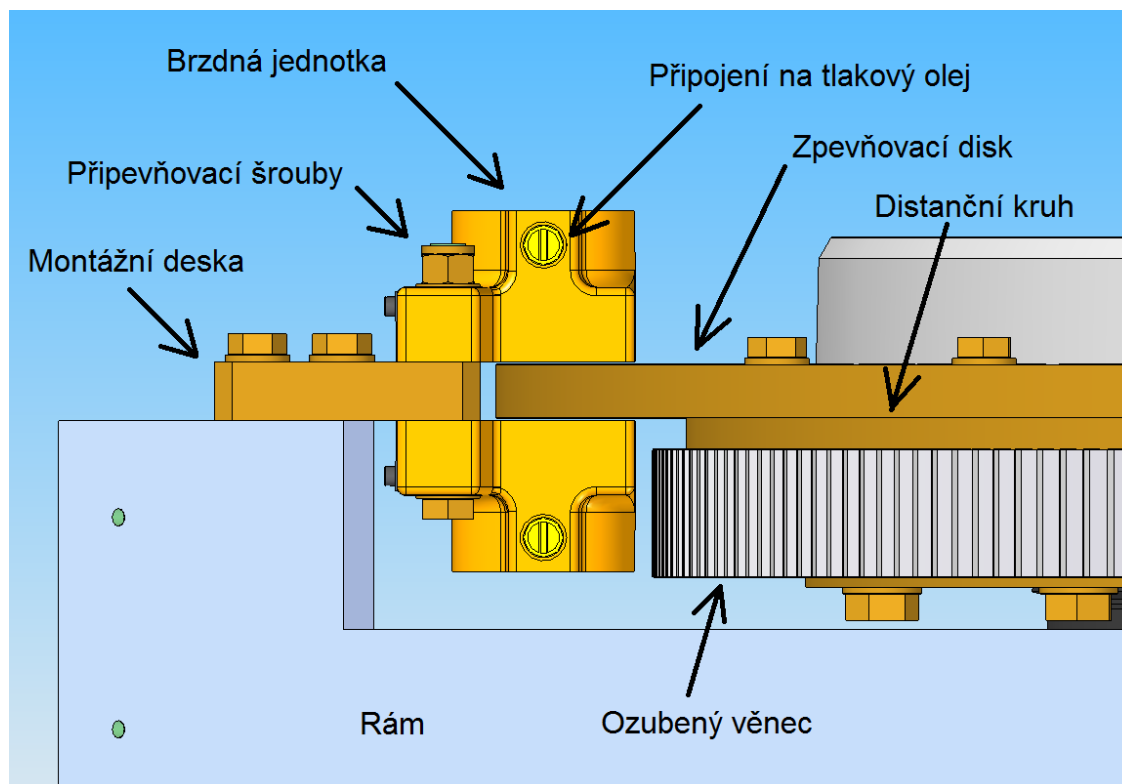
Řešení zpevnění musí zadržet moment vyšší než potřebný vypočítaný maximální moment od obrábění. Vzhledem k velikosti momentu a velkým rozměrům stolu navrhuji použití hydraulického zpevnění. Navržené řešení (Obr. 54) sestává z hydraulicky aktivovaných brzdných čelistí připevněných k rámu stolu a zpevňovacího brzdného disku připevněného k ozubenému věnci.

Princip funkce zpevnění je analogický s hydraulickou kotoučovou brzdou – tlak oleje přitlačí brzdné desky na disk a vytváří třecí sílu jako reakci na vnější zatížení. Brzdné jednotky je potřeba řízeným způsobem napájet tlakovým olejem. Řídicí systém stroje dá po njetí stolu do polohy pokyn ke zpevnění stolu. Řídicí ventil se přepne do otevřené polohy a hydraulický agregát načerpá olej do pístků brzdových čelistí, čímž dochází k jejich vysunutí a přitlaku na zpevňovací disk. Po dosažení potřebného tlaku dojde k přepnutí řídicího ventilu do uzavřené polohy, čímž dojde k zablokování brzdných pístků v sevřené poloze. Po dokončení obráběcí operace v poloze vydá řídicí systém pokyn k uvolnění brzdy stolu. Řídicí ventil se přepne do polohy, ve které olej z pístků vyteče do olejové nádrže. Návrat pístků je realizován pomocí vestavěné pružiny. Po návratu je brzda odblokována.

Čelisti brzdy jsou v každém bodě orientovány symetricky vůči sobě, brzdné desky tlačí na disk z obou stran stejně. Akční síly od brzdných pístků působí stejně velkou silou proti sobě. Takto řešené zpevnění se nijak nepromítá do silového působení na uložení stolu, tudíž přesnost obrábění a stlačení ložiska stolu tím není nijak ovlivněno. Pro řešení zpevnění byly zvoleny brzdné jednotky s označením HW 063 HFA od společnosti RINGSPANN (Tab 13) .

Tab 13) Parametry brzdné jednotky RINGSPANN HW 063 HFA [76]

Parametr	Značka	Hodnota
Přítlačná síla brzdné jednotky	F_{brz}	28 000 N
Součinitel smykového tření s ocelovým brzdným diskem	f_{brz}	0,3
Maximální tlak oleje	p_{brz}	90 bar
Objem oleje pro brzdné pístky	V_{brz}	0,078 l



Obr. 54) Použití brzdňé jednotky ke zpevnění stolu v poloze.

Zvoleně brzdňé jednotky jsou díky svým kompaktním rozměrům výhodně z hlediska zástavbového prostoru. Způsob montáže brzdy šroubovými spoji k sevřené desce je jednoduchý z hlediska montáže, nastavení správné polohy a seřízení (Obr. 54). Jelikož je v rozevřeném stavu mezi brzdňou deskou a zpevňovacím diskem mezera 1,5 mm na obou stranách, nemůže dojít při správném seřízení vůle v brzdě ke kolizím s rotujícím zpevňovacím diskem při zatížení desky stolu vlivem stlačení ložiska nebo házení disku.

Pro ověření správnosti volby brzdy a kompletní dořešení funkce brzdy je třeba provést ověřovací výpočty. Z modelu bylo odměřeno rameno působíště brzdňé síly, kdy poloha působíště byla určena jako střed brzdňé desky, kdy toto rameno je $r_{brz} = 1,105 \text{ m}$. Konstrukční návrh uvažuje 4 brzdňé jednotky rozmístěné rovnoměrně po 90° po obvodu zpevňovacího disku.

Celkový maximální brzdňý moment:

$$M_{brz} = 4 \cdot F_{brz} \cdot f_{brz} \cdot r_{brz} = 4 \cdot 28000 \text{ N} \cdot 0,3 \cdot 1,105 \text{ m} = 37128 \text{ Nm} \quad (37)$$

Bezpečnost vůči prokluzu brzdy:

$$k_{brz} = \frac{M_{brz}}{M_{obr}} = \frac{37128 \text{ Nm}}{25000 \text{ Nm}} = 1,49 \quad (38)$$

Z hlediska bezpečnosti vůči prokluzu (38) je brzdňý systém dostatečně dimenzován (38). Pro provoz brzdňého systému je třeba vyřešit zásobování brzd tlakovým olejem. Rychlost zpevnění desky stolu je závislá na rychlosti plnění pístů olejem. Návrh předpokládá brzdňý čas $t_{brz} = 2 \text{ s} = 0,03 \text{ min}$.

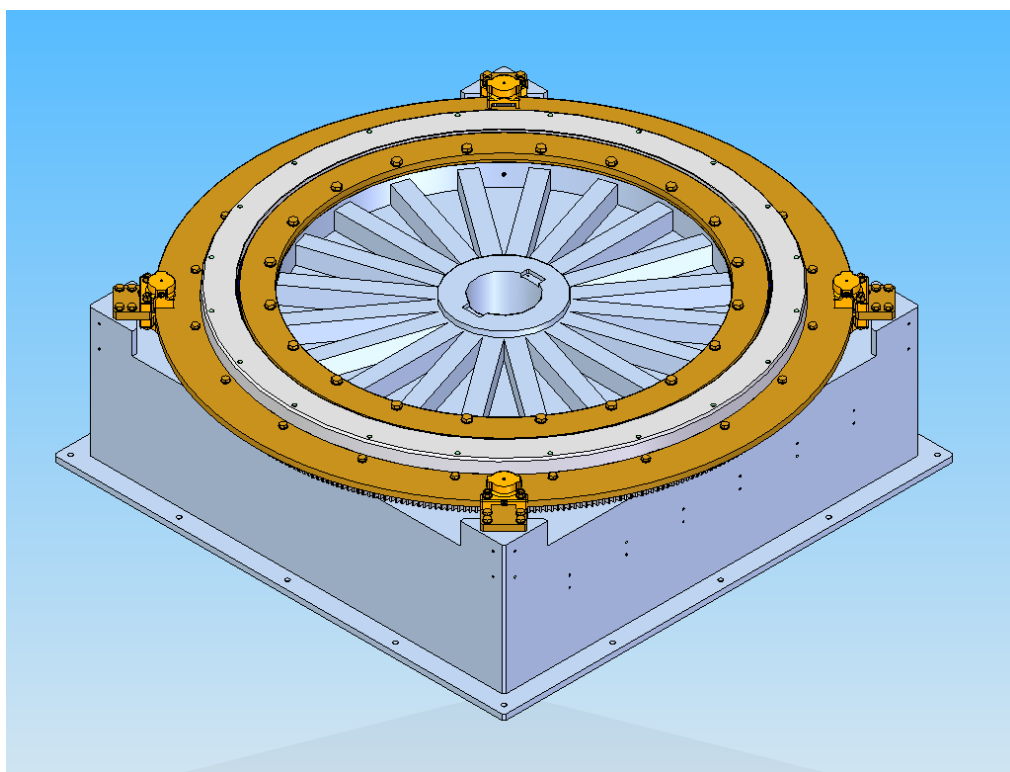
Celkový potřebný objem oleje pro všechny brzdné jednotky:

$$V_{cbrz} = 4 \cdot V_{brz} = 4 \cdot 0,078 \text{ l} = 0,312 \text{ l} \quad (39)$$

Potřebný průtok oleje:

$$Q_{brz} = \frac{V_{cbrz}}{t_{brz}} = \frac{0,312 \text{ l}}{0,03 \text{ min}} = 9,36 \text{ l/min} \quad (40)$$

Hydraulický okruh by měl být vybaven hydraulickým agregátem schopným dodávat průtok nejméně 9,36 l/min (40) a tlak minimálně 90 bar (Tab 13). Takovým hodnotám odpovídá např. agregát SPA 01 s čerpadlem 36GP1 a motorem o výkonu 2,2 kW od společnosti Agro – Hytos [77].

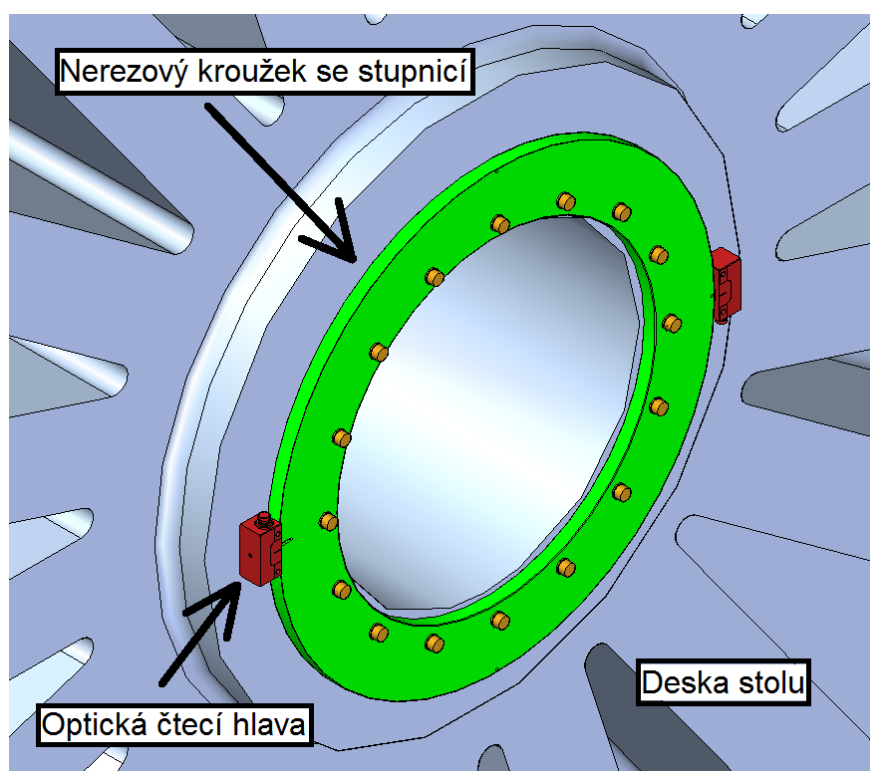


Obr. 55) Zpevnění desky stolu. Zpevňovací jednotky jsou umístěny v rozích rámu stolu.

V závěru návrhu byla ve vlastním výpočtovém souboru v MS Excel (Příloha 5) provedena kontrola šroubových spojů. Veškeré šroubové spoje byly navrženy tak, aby zpevňovací disk, montážní deska a brzdná jednotka byly zajištěny pouze třením. Na základě výpočtů byly navrženy šrouby pro zpevňovací disk o rozměru M16 pevnostní třídy 8.8 v počtu 20 šroubů utažených na utahovací moment 43 Nm. Pro montážní desku byly navrženy šrouby o rozměru M16 pevnostní třídy 8.8 v počtu 4 šroubů utažených na utahovací moment 83 Nm. Šrouby pro připojení brzdné jednotky a utahovací moment jsou dány výrobcem – 2 šrouby M16 pevnostní třídy 12.9 a utahovací moment 354 Nm [78].

6.7 Odměrování natočení desky stolu

Odměrování natočení stolu musí poskytovat co nejpřesnější informace o poloze desky stolu pro řídicí systém. Pro otočný stůl bylo zvoleno řešení v podobě absolutního odměrovacího systému RESOLUTE s rotační úhlovou prstencovou stupnicí REXA30. Tento systém odečítá polohu z jednodílného nerezového kroužku s absolutním dělením stupnice s roztečí 30 μm na obvodu kroužku. Snímání probíhá opticky pomocí čtecí hlavy umístěné v těsné blízkosti kroužku. Pomocí tohoto systému lze měřit natočení s přesností až ± 1 úhlové vteřiny. Díky velkému průřezu kroužku jsou sníženy chyby vzniklé instalací a házením, přičemž házivost lze korigovat aplikací dvou čtecích hlav pro jeden kroužek [79].



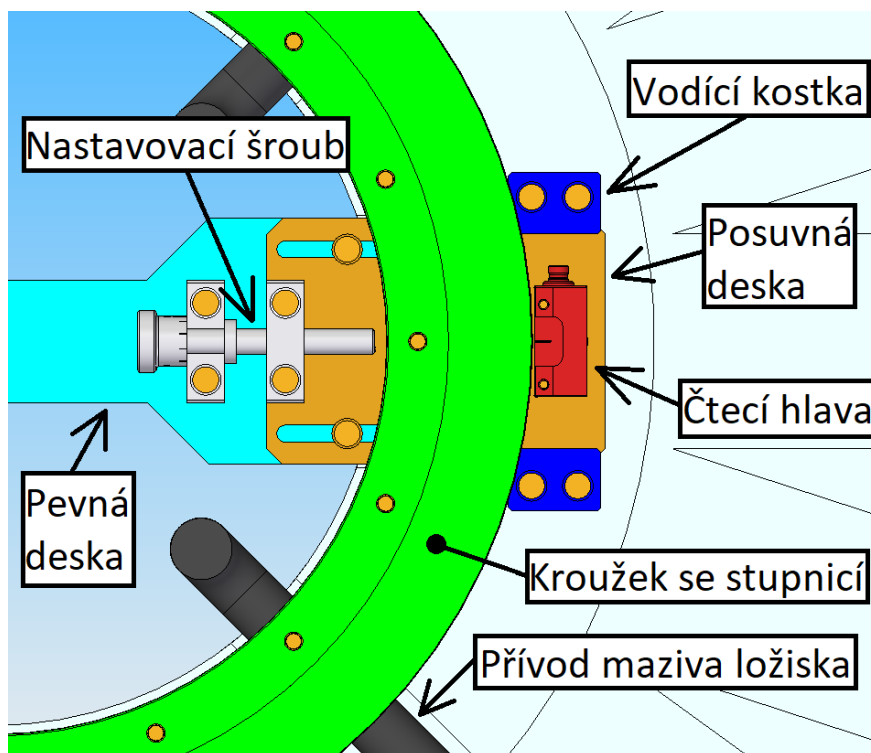
Obr. 56) Zabudování kroužku snímače na střed desky stolu.

Instalace kroužku se stupnicí bylo navrženo tak, že kroužek je přišroubován ke středu desky stolu (Obr. 56). Kroužek je koncipován na přírubovou montáž, přičemž má jen jednu opěrnou plochu, kterou je orientován k měřenému dílu. Plocha desky pro upevnění kroužku je obrobena. Zvolený vnější průměr kroužku je 350 mm, výška kroužku je 10 mm.

Dle katalogu výrobce odměrovacího systému je pro správnou funkci potřeba nastavit vzdálenost čtecí hlavy od kroužku do vzdálenosti 0,8 mm s přesností $\pm 0,15$ mm. Správnost nastavení je indikována LED diodou na čtecí hlavě. Je-li čtecí hlava správně nastavena, LED dioda svítí modře nebo zeleně. Tato skutečnost je důležitá pro návrh připevnění čtecích hlav [80].

Na přesnost přednastavení polohy čtecí hlavy mají vliv nepřesnosti připojovacích otvorů z výroby a nepřesnost velikosti průměru kroužku. Fixní poloha čtecích hlav by tedy mohla způsobit, že čtecí hlava by po montáži desky s kroužkem byla v nevhodné vzdálenosti od kroužku. V takovém případě by již nešlo po montáži desky polohu čtecích hlav nijak přistupovat k nastavení bez opětovné demontáže desky. Montáž desky je náročná montážní

operace vyžadující přesné ukládání jeřábem. Je proto nutné, aby vzdálenost čtecí hlavy od kroužku šla přesně naladit i s nasazenou deskou. K tomu byl navržen nastavovací mechanismus využívající lineární polohování šroubem (Obr. 57).



Obr. 57) Mechanismus seřizování přesné polohy čtecí hlavy.

Mechanismus je uložen na pevné desce, která je přišroubovaná k rámu stolu. Na pevné desce je uložena deska posuvná s přišroubovanou čtecí hlavou. Tato deska je s pevnou deskou propojena nastavovacím šroubem. Šroub je uložen v domku přišroubovaném k pevné desce. Pohyb posuvné desky je umožněn vlivem rotace šroubu, čímž dochází k unášení matice. Aby posuvná deska zajistila správnou polohu čtecí hlavy, je posuvná deska vedena vodícími kostkami, které zamezí nežádoucímu vychýlení nebo natočení čtecí hlavy. Šroub, jeho uložení a matice jsou katalogové díly od společnosti ELESA+GANter. Vodící kostka je obrobený díl, pevná a posuvná deska jsou pálené plechy.

Nastavení do přesné polohy je provedeno jemným otáčením šroubem. Správné vzdálenosti seřízení lze dosáhnout vizuální kontrolou barvy LED diody, nebo sevřením spádové měrky o tloušťce 0,8 mm mezi čtecí hlavu a kroužek se stupnicí. Po dosažení správného nastavení se provede utažení šroubů v podlouhlých drážkách, čímž se poloha pevně zajistí. Jelikož je snímání polohy vybaveno dvěma čtecími hlavami pro maximální přesnost, nastavení se provádí u obou hlav, a to stejným způsobem.

Válcový otvor uprostřed desky o průměru 250 mm je dostatečně velký pro přístup ruky pracovníka. Po zabudování odměřování a nastavení čtecích hlav stále zbývá dostatek prostoru pro přívodní hadice maziva pro ložisko a v případě potřeby pro např. přívod tlakového vzduchu.

Navržené snímání polohy desky poskytuje vysoce přesné informace o poloze pro řídicí systém, a to až s přesností ± 1 úhlové vteřiny. Vysoká přesnost snímání polohy vede k maximální přesnosti polohování stolu, záleží ovšem také na použitém řídicím systému.

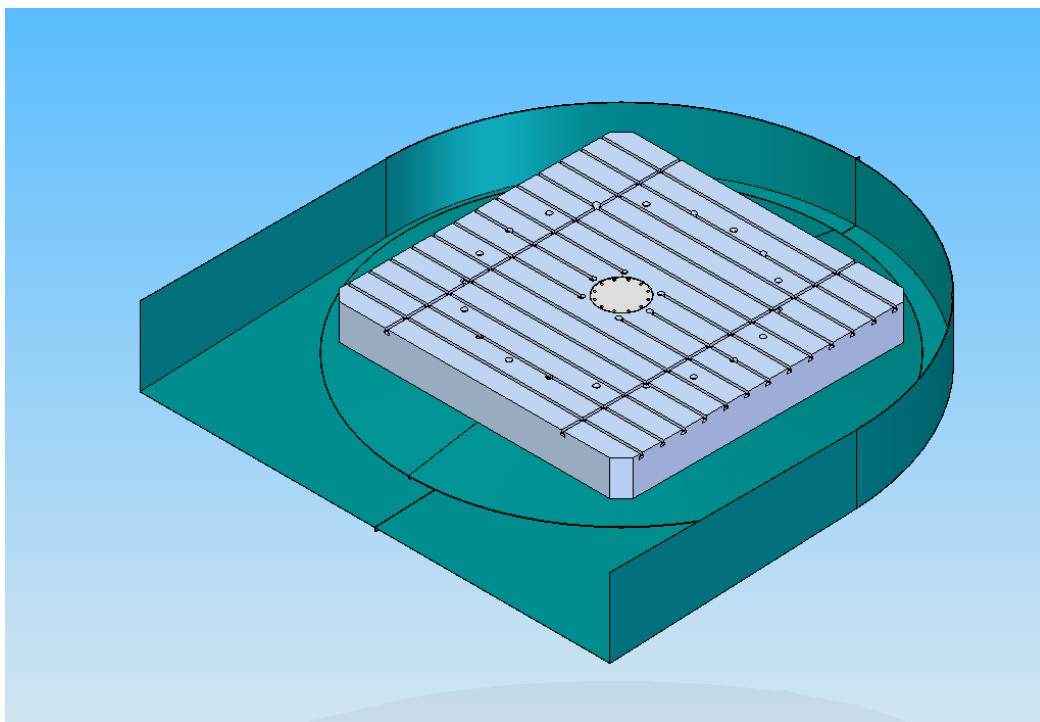
6.8 Krytování stolu

Krytování stolu je nutné konstrukčně řešit z více hledisek. Primárně je třeba řešit hledisko bezpečnostní, konstrukční a obslužně funkční.

Bezpečnostní hledisko klade zákonnou povinnost navrhovat výrobek tak, aby byl bezpečný pro obsluhu a životní prostředí. V případě stolu je po mechanické stránce bezpečnosti nutné zajistit, aby bylo ochrannými prvky eliminováno riziko kontaktu obsluhy s pohyblivými částmi mechanismů stolu a tím nebezpečí stlačení končetiny, pořezání nebo rozdrcení. Patříčným krytováním těmto nebezpečím lze do jisté míry předejít.

Z konstrukčního hlediska je potřeba zabránit vniku třísek, řezných kapalin a nečistot do mechanismů stolu. Vnik těchto nežádoucích objektů by mohl zhoršit nebo v krajním případě znemožnit správnou funkci. Rovněž by mohlo dojít k poklesu životnosti některých dílů. Kryty by tedy měly poskytnout dostačující ochranu mechanismům před vnikáním nečistot pevného i kapalného charakteru.

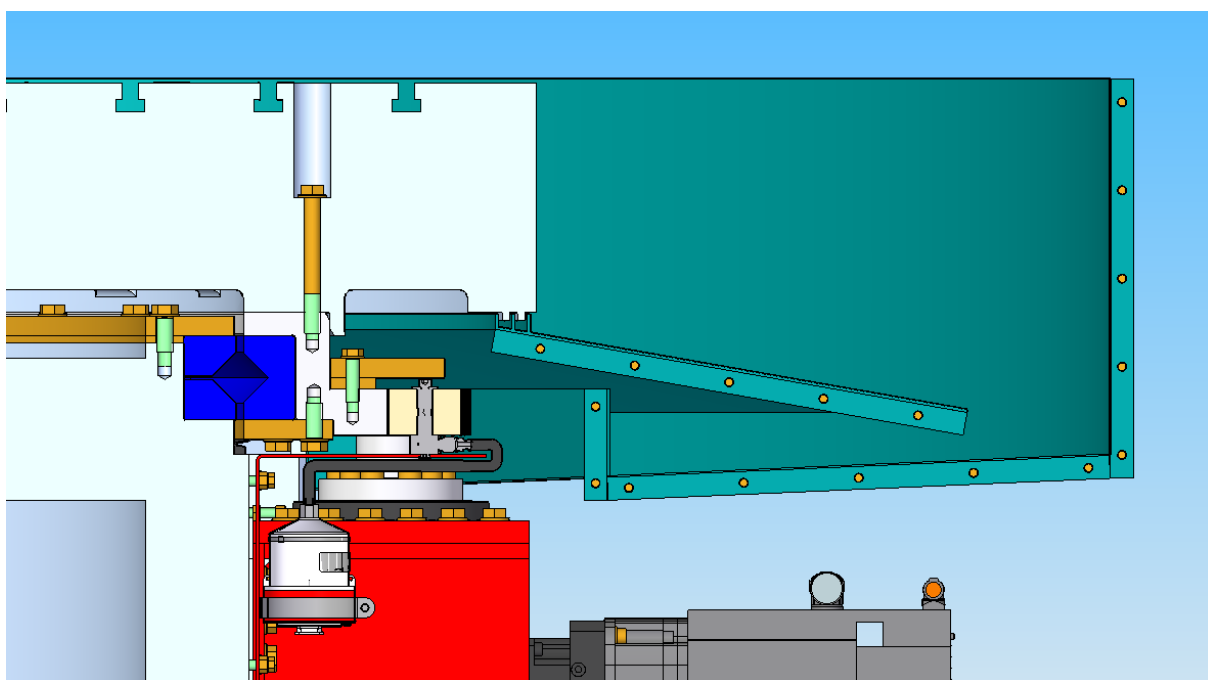
Z hlediska obsluhy a funkce je užitečné uvažovat nad praktickým designem krytování. Kryty zachytávající třísky a řezné kapaliny by mělo být možné při údržbě zbavovat nahromaděných pevných nečistot. Řezné kapaliny by měly být odváděny do jednoho místa, kde je možné je jímat a patřičně zpracovat.



Obr. 58) Stůl s nasazenými kryty.

Navržené krytování (Obr. 58) má dvě hlavní části. Jedna část má za cíl chránit mechanismy stolu před třískami a kapalinou odtékající z desky stolu. Tato část má kuželovitý tvar, kdy kryt je složen ze dvou stejných dílů svařených z ohnutých a skružených plechů. Kuželovitý kryt začíná u stolu skruženými lemy zapuštěnými do těsnicí drážky ve stole (Obr. 59). Vytváří tak zjednodušenou formu labyrintového těsnění. Mezi skruženými lemy krytu jsou dvě válcové kapsy, které se při montáži zaplní plastickým mazivem až po okraj. Tím se zabrání případnému zatékání rezných kapalin a vniku prášných nečistot. Kuželovitá část krytu se mírně svažuje směrem od desky, kdy maximální průměr krytu přesahuje maximální průměr desky přibližně o 200 mm. Po této ploše stéká rezná kapalina a padají třísky.

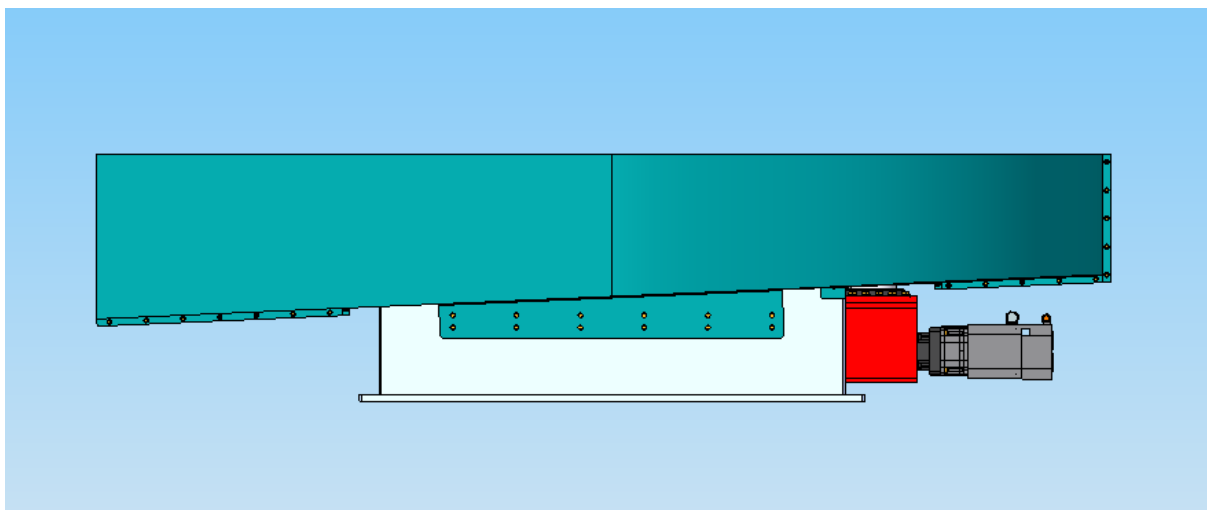
Kuželovitý kryt se montuje v závěrečné části montáže. Pro montáž jsou v rámu závitové díry. Po nasazení na rám se obě části krytu na styčných plochách utěsní silikonem a spojí šrouby.



Obr. 59) Řez krytovaním stolu.

Druhá část krytu odvádí kapalinu a třísky pryč z prostoru stolu. Je vyrobena jako svarek převážně ze skružených plechů. Tato odváděcí část je navržena jako dva rovinné symetrické díly. Kryt se pod malým úhlem svažuje směrem od strany s pohony (Obr. 60). Vnější krycí plech chrání před přístupem obsluhy ke stolu a znemožňuje vypadávání třísek mimo požadovaný prostor. Kryt má okolo stolu ochranný lem, který brání stékající kapalině a třískám přetéct do prostoru mechanismů stolu. V oblasti pohonů se sbíhá do tvaru V, aby nedocházelo k hromadění třísek. Kryt svou plochou překrývá pohony, čímž je chrání před nečistotami a před případným zásahem lehčími padajícími předměty.

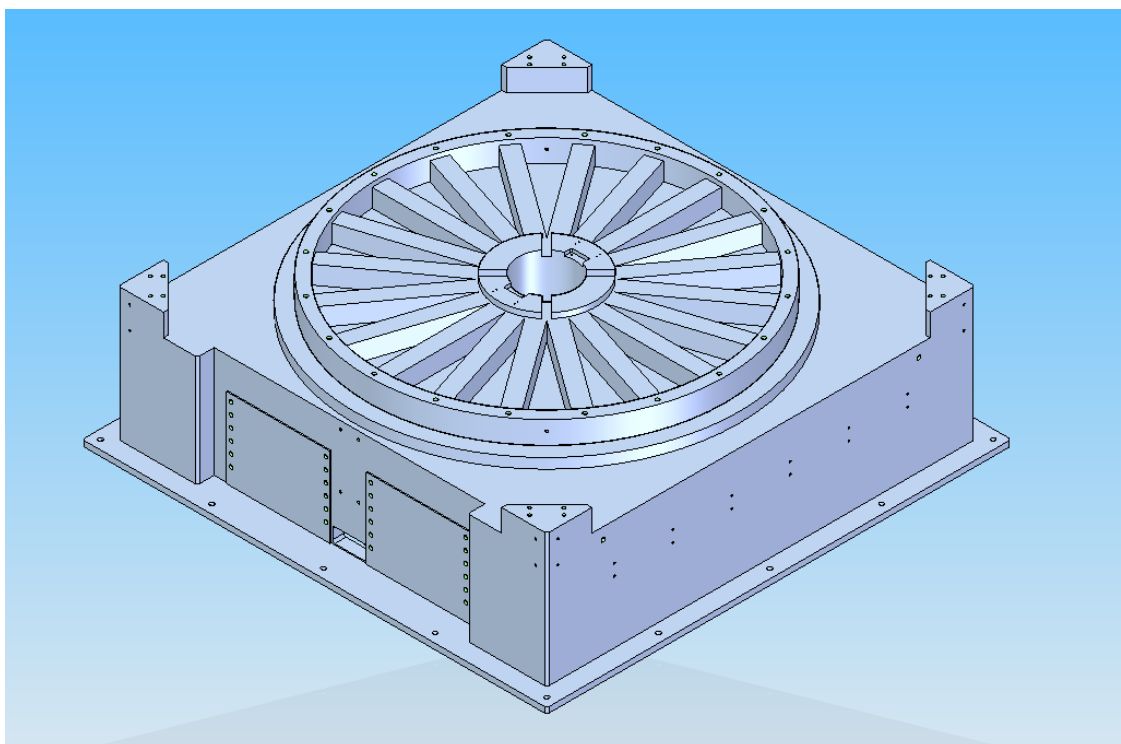
Tento kryt se stejně jako kuželovitý montuje v závěrečné části montáže. Pro montáž jsou v rámu závitové díry. Po nasazení na rám se obě části krytu na styčných plochách utěsní silikonem a spojí šrouby.



Obr. 60) Pohled na stůl s kryty z boku.

6.9 Rám stolu

Rám stolu získal svůj definitivní design až na závěr konstrukčního návrhu, jelikož jeho tvar se musel podřizovat všem ostatním konstrukčním uzlům. Navržen je jako velký odlitek z šedé litiny s následným obráběním vybraných ploch (Obr. 61). V rámci této práce je pro technologickou složitost provedení skutečného odlitku rám navržen pouze z funkčního hlediska, nikoliv detailního technologického.



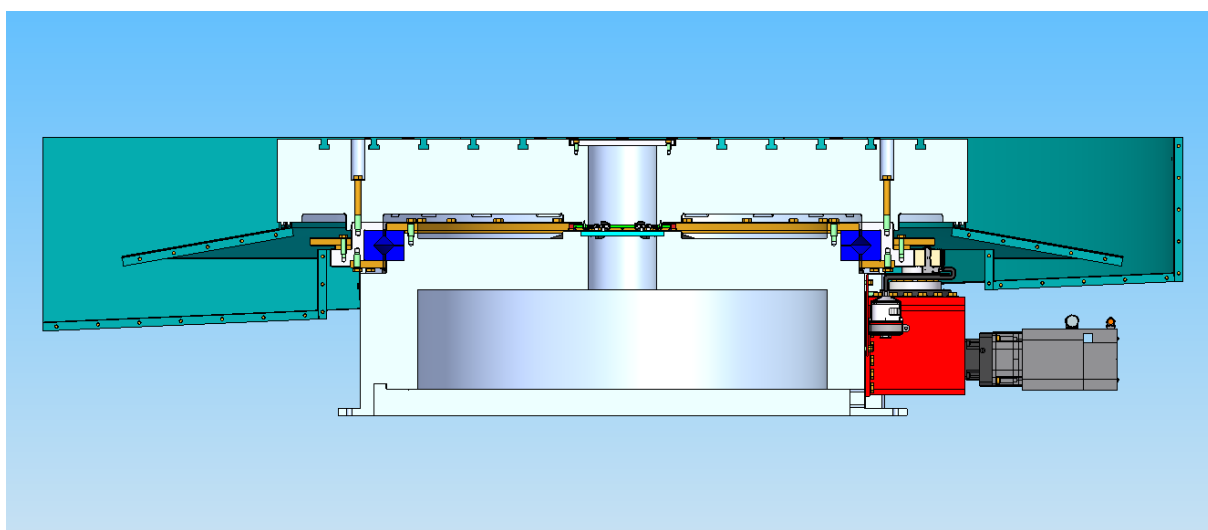
Obr. 61) Rám otočného stolu.

Horní válcová plocha slouží jako úložná plocha pro uložení ložiska s mírnou vůlí, jsou na ni kladeny nejvyšší nároky na přesnost z celého dílu. Vysoce přesně je třeba obrobit i spodní podpůrnou plochu pro ložisko. Ostatní plochy jsou již z hlediska přesnosti méně náročné. Dalšími obrobenými plochami jsou připojovací plochy pro nastavení čtecích hlav odměřování úhlu natočení, drážky pro průchod mazací hadice ložiska a kabelů snímacích hlav, připojovací plochy pro brzdy zpevnění, plocha pod ozubeným věncem a plocha pro montáž konzol s pohony. V rámci celého dílu rámu jsou rozmístěny závitové díry. Kromě připojovacích děr jsou zde také čtyři díry pro šroubovací zvedací oka se závitem M20.

Ze zadání vyplývá požadavek na kotvení stolu na základ. K tomuto účelu byla navržena podstavná plocha rámu jako rozšířená plocha stěn stolu po obvodu rámu. Po celém obvodu jsou díry pro kotvy. Pro vysoc přesné ukotvení do roviny je vhodné použít kotevní systém s nivelačními klíny, na kterých se dá přesně nastavit stůl do vodorovné polohy.

6.10 Celková sestava stolu

Navržením všech mechanických konstrukčních uzlů vznikl model celkové sestavy otočného stolu (Obr. 62) (Příloha 1). Model v rámci práce představuje jeden z požadovaných výsledků práce a slouží také jako podklad pro požadované výkresy, které jsou přílohou této práce (Příloha 2). Model byl vytvořen v 3D CAD systému SolidEdge V20.

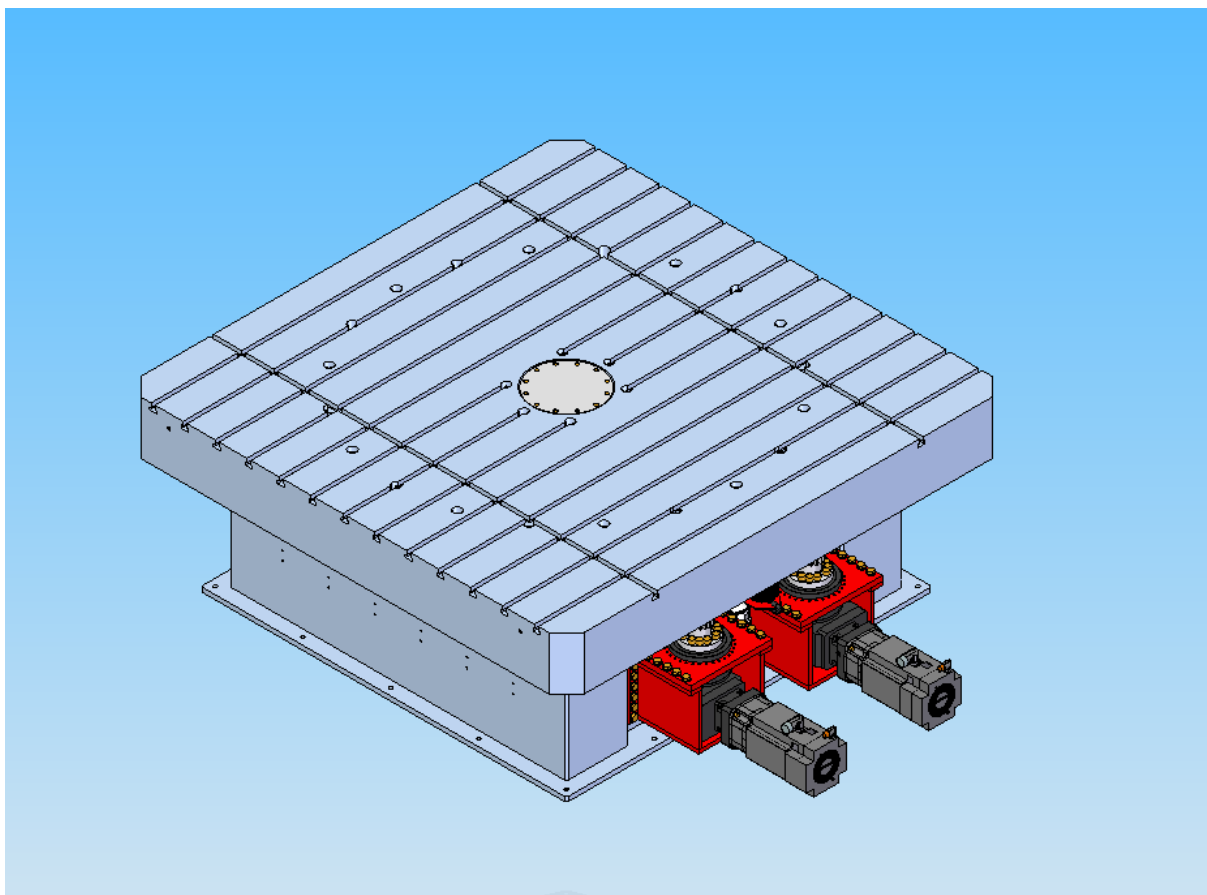


Obr. 62) Řez zhotoveným modelem sestavy.

Ve zhotoveném modelu lze již vidět celkovou konstrukci otočného stolu. Nyní lze navrhnout postup montáže stolu. Nejprve je provedena instalace ložiska do ozubeného věnce. Uložení ložiska ve věnci je s přesahem, při montáži je proto ložisko zmrazené a věnec nahřátý. Skutečné provedení montáže ložiska je velmi technicky náročný proces, a proto jeho průběh musí být konzultován a prováděn se zkušenými odborníky. Ložisko se následně pojistí vnějším přítlačným kruhem. Poté se provede předepnutí ložiska na požadovanou sílu. Předepjaté ložisko se nasadí na ochlazený rám – je zde uložení s vůlí, ta je nicméně velmi malá. Po nasazení ložiska s věncem se změří skutečný vzniklý rozměr ložiska na rámu, podle kterého se obrobí distanční kroužek. Po obrobení na potřebný rozměr tloušťky se kroužek i s vnitřním přítlačným kruhem přimontuje, čímž se sevře ložisko i na vnitřním kroužku. Následně se provede montáž zpevňovacího disku i s distančním kruhem a všech brzdných

jednotek. Na závěr se nasadí na rám sestavený celek čtecích hlav, provede kompletní instalace kabeláže a případných hadic vedoucích středem rámu. Proběhne namazání ložiska.

Takto zkompleťovaný celek se následně přenes na základ za pomoci jeřábu. Proveďte se kotvení. Poté proběhne za pomoci jeřábu nebo vysokozdvížného vozíku montáž konzol s pohony a jejich následné seřízení osové vzdálenosti. Nasadí se konzola s mazacím pastorkem a seřídí poloha. Poté proběhne montáž desky stolu s nasazeným kroužkem odměřování. Deska se spustí jeřábem na věnec. Nejprve se pomocí dlouhého šroubu nebo závitových tyčí zapoložuje deska na závitové díry ve věnci. Poté se začne spouštět na středící uložení s vůlí. Deska má velké naváděcí zkosení pod úhlem 30° , které při spouštění vystředí desku na vnější osazení věnce. Po dosednutí desky na věnec proběhne utažení desky k věnci. Po provedení všech kontrol, měření a seřízení se nastaví odměřování natočení stolu. Poté se zakrytí otvor v desce stolu přírubou s těsněním (Obr. 63). Na závěr se provede montáž krytů, kdy nejprve se nasadí kuželový kryt, a potom odváděcí kryt. Mechanický celek stolu je v této fázi zkompleťován a připraven k následnému provádění elektroinstalačních prací, nastavování a ladění řídicích systémů.



Obr. 63) Izometrický pohled na sestavu stolu v odkrytovaném stavu.

7 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

První část práce pojednává o technických řešeních používaných v konstrukci otočných stolů. Z této části práce je patrné, že se v této oblasti používají velmi rozmanitá technická řešení konstrukčních uzlů. Jejich aplikace podléhá požadavkům na konkrétní zařízení. Stoly se pro různé aplikace vyrábí v obrovském spektru velikostí, zatížitelností a přesností. Různé kombinace řešení v oblastech uložení desky, náhonu, odměřování a dalších oblastech významně ovlivní výsledný produkt. Shromážděné technické informace o těchto řešeních vytváří nejen povědomí o jejich existenci, ale i podklad pro určení vhodnosti jejich použití v návrhu otočného stolu.

Výběr konstrukční varianty s pomocí multikriteriální analýzy staví na informacích shromážděných v rešeršní části. V číselné podobě je tak vyjádřena úroveň splnění požadavků na navrhované zařízení.

Řešení konstrukční části práce probíhalo postupně směrem od známých skutečností k těm neznámým. V práci uvádím postup řešení s určitou chronologií, neboť dle mého názoru takový postup nejlépe reflektuje průběh řešení a vysvětluje jednotlivé kroky. Návrh otočného stolu je náročný a obsáhlý projekt, jehož úplné zhotovení do detailů potřebných pro finální realizaci a dodání zařízení zákazníkovi by zabralo obrovské množství práce a času. Tato práce k návrhu přistupuje pouze z hlediska řešení nejvýznamnějších částí jasně definujících rámec konstrukce stolu. Zvolená koncepce postavená na křížovém ložisku a náhonu ozubeným převodem s elektronickým předepnutím Master – Slave kombinuje výhody v oblasti tuhosti a přesnosti s jednoduchostí řešení, spolehlivostí a relativně nižšími náklady. Návrhové výpočty potvrzují správnost volby konkrétních komponent a jejich rozměrů.

Výsledek práce v podobě návrhu a zpracovaného 3D modelu se podařilo navrhnout a nadimenzovat tak, že hlavní uzly splňují požadavky zadání. Model poskytuje jasnou informaci o designu zařízení, který je vyřešen prakticky a funkčně.

8 ZÁVĚR

Předmětem diplomové práce byl konstrukční návrh otočného stolu s nosností 65 000 kg. První část práce analyzuje současný stav poznání v oblasti řešené problematiky. Stoly jsou analyzovány dle jejich druhů a způsobu využití. Dále jsou popsány používané metody řešení pro jednotlivé významné konstrukční uzly stolů pro CNC obrábění. Tato část práce shromažďuje informace dostupné z literatury a technických katalogů, přičemž tyto informace lze ve shromážděné formě využít k přípravě konstrukčního návrhu otočných stolů. Přínos této části práce je tedy ve vytvoření výchozích podkladů k tematice.

Další část práce provádí rozbor nabídky vybraných výrobců otočných stolů. Analýza nabídky na trhu je podstatnou částí pro orientaci v aktuální technické praxi a trendech na trhu.

Praktická část práce začíná návrhy konstrukčních variant pro konkrétní zadání této práce. Varianty vychází z existujících řešení konstrukce stolu – tato řešení byla zkoumána v rešeršní části práce. Jednotlivé varianty byly dále posuzovány z hlediska jejich splnění požadavků zadání a očekávaných vlastností stroje. Pomocí multikriteriální analýzy bylo zvoleno variantní řešení.

Konstrukční řešení bylo zahájeno projektovým modelováním. Projektový model poskytl základ pro další práce. V této fázi bylo hledáno a postupně nalezeno uspořádání hlavních konstrukčních uzlů ve zjednodušené formě. Následně byly tyto uzly řešeny detailně – způsob řešení a jeho metody vždy doprovází vysvětlující text pro jednotlivé kroky. Deska stolu byla výchozím dílem návrhu, jelikož zadání z velké části definovalo její design. Dále byl řešen náhon desky a její uložení. Pro dimenzování komponent těchto uzlů byly využity návrhové výpočty prováděné v MS Excel, kdy vstupní hodnoty byly průběžně upravovány dle pokroku v projektu. Na základě výsledných hodnot byly zvoleny vhodné komponenty pohonu a uložení, kdy použité vzorce jsou uvedeny v textové části práce. Dále bylo řešeno zpevnění stolu stejným postupem jako u náhonu desky. Následoval návrh systému odměřování, který byl primárně založen na požadavku vysoké přesnosti – zvolen byl systém poskytující velmi přesné hodnoty natočení, což významně přispívá k vysoké přesnosti obrábění na stole. V závěru byly řešeny ochranné prvky stolu chránící nejen stroj a jeho mechanismy, ale také obsluhu stroje. Návrh uzavírá popis řešení rámu a celkové sestavy stolu.

Výstupem praktické části práce je 3D model stolu vytvořený v SolidEdge. Model tvoří sestava mechanické části stroje. Mechanické části stolu jsou zde vymodelovány tak, aby jejich design a provedení bylo mechanicky funkční a plnilo technické požadavky. Model oproti tomu neřeší elektronickou výzbroj stroje nebo rozvody hydrauliky. Díly, které nebyly počítány v textu nebo přílohách práce, byly vymodelovány dle zjednodušených propočtů neuváděných v práci, dle doporučení katalogů nebo odhadem. I přesto by však tyto komponenty měly být rozměrově smysluplné. Před případnou realizací strojního zařízení by bylo ovšem třeba provést pro tyto díly detailnější výpočty.

Z modelu byly vytvořeny výkresy požadované zadáním práce. Vytvořeny byly výkres nejvyšší sestavy s kusovníkem a výrobní výkresy několika dílů otočného stolu. Výkresy jsou podklad pro výrobu dílů stolu a montáž.

Navržený otočný stůl z konstrukčního hlediska splňuje požadavky zadání. Navržený design stolu je po mechanické stránce spolehlivým řešením pro obrábění těžkých nerotačních obrobků na horizontálních a portálových frézovacích centrech. Stůl je takto připraven

pro implementaci elektronických systémů řízení a hydrauliky. Práci lze použít jako podklad pro další vývoj stolu, návrh podobného stolu nebo realizaci samotného řešeného zařízení. Zhotovený návrh s ohledem na charakter této práce lze považovat za úspěšně provedený.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1]. **Marek, Jiří.** *Konstrukce CNC obráběcích strojů I.* Praha : MM publishing, 2006. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [2]. **Humár, Anton.** Technologie I: Technologie obrábění - 1. část. [Online] 2003.
https://is.muni.cz/el/1441/jaro2011/DT3MK_STR3/um/TI_TO-1cast.pdf.
- [3]. **Marek, Jiří a kol.** *Konstrukce CNC obráběcích strojů III.* Praha : MM publishing, s. r. o., 2014. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [4]. **Borský, Václav.** *Obráběcí stroje, 1. vydání.* OLPRINT ŠLapanice : VUT v Brně, 1992. ISBN 80-214-0470-1.
- [5]. WRF Heavy. *FERMAT Group, a.s.* [Online] 2020. [Citace: 23. 11 2020.]
<https://www.fermatmachinery.com/storage/app/uploads/public/5e8/c45/1d1/5e8c451d10af5652456386.jpg>.
- [6]. Krokovací otočné stoly a pohony AUTOROTOR. *BIBUS AG.* [Online] 2020. [Citace: 25. 11 2020.] <https://www.bibus.cz/prehled-produktu/mechatronika/pohony-a-motory/servopohony-a-otocne-stoly/krokovaci-otocne-stoly-a-pohony-autorotor/>.
- [7]. Otočné montážní stoly DHTG. *FESTO.* [Online] 02 2017. [Citace: 25. 11 2020.]
https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_CS/PDF/CZ/DHTG_CZ.PDF.
- [8]. Rotary indexing table DHTG. *FESTO.* [Online] 2020. [Citace: 25. 11 2020.]
https://www.festo.com/media/pim/060/D15000100115060_1056x1024.jpg.
- [9]. 4th axis rotary table terminology. *Index Designs.* [Online] 2020. [Citace: 25. 11 2020.]
<https://www.indexdesignscnc.com/rotary-table-interfacing>.
- [10]. Indexing tables, rotary tables - CAMCO. *RITM Industry.* [Online] 2020. [Citace: 25. 11 2020.] <http://ritmindustry.com/upload/items/64/64567.jpg>.
- [11]. DĚLÍČÍ PŘÍSTROJE-druhy dělení. *TumliKOVO.* [Online] 5. 12 2010. [Citace: 25. 11 2020.] <http://www.tumlikovo.cz/delici-pristroje-druhy-deleni/>.
- [12]. **Budimir, Miles.** What is a rotary indexing table? *Motion control tips.* [Online] WTWH Media LLC, 16. 2 2018. [Citace: 25. 11 2020.]
<https://www.motioncontroltips.com/rotary-indexing-table/>.
- [13]. Výrobní program TOS VARNSDORF a.s. *TOS Varnsdorf a.s.* [Online] 07 2020. [Citace: 25. 11 2020.] <https://www.tosvarnsdorf.cz/files/machines/tos-varnsdorf-vyrobní-program-cz.pdf>.
- [14]. **Bednář, Slavomír.** Horizontální vyvrtávačky - vysoká přesnost a univerzalita dobývá svět (článek). *TOS Varnsdorf a.s.* [Online] 12 2009. [Citace: 25. 11 2020.]
<https://www.tosvarnsdorf.cz/cz/aktualni-informace/nase-clanky-v-tisku/horizontalni-vyvrtavacky-vysoka-presnost-a-universalita-dobyva-svet.html>.
- [15]. RT05. *RETOS VARNSDORF s.r.o.* [Online] 2017. [Citace: 25. 11 2020.]
<https://www.retos.cz/files/article/14.jpg?v=190826103812>.
- [16]. EXACT POSITIONING AND TURNING - DEMMELER Turning and Rotary Tables. *DEMMELEER.* [Online] 09 2019. [Citace: 25. 11 2020.]

https://www.demmeler.com/fileadmin/user_upload/6-Downloads/EN/DEMMELEDER_Drehtische_Prospekt_2019_EN.pdf.

- [17]. Naklápečí stůl TT 60/80/120 . *FERMAT*. [Online] 2020. [Citace: 26. 11 2020.] <https://www.fermatmachinery.com/storage/app/uploads/public/5f6/882/9b3/5f68829b364db259391396.jpg>.
- [18]. Pětiosé otočné mechanismy. *Haas Automation, Inc.* [Online] 2020. [Citace: 26. 11 2020.] <https://www.haascnc.com/cs/machines/rotaries-indexers/5-axis-rotaries.html>.
- [19]. TR160. *Haas Automation, Inc.* [Online] 2020. [Citace: 26. 11 2020.] https://www.haascnc.com/content/dam/haascnc/pdp_feed/machines/TR160.png/jcr:content/renditions/original.original/image.png.
- [20]. CO JE MOMENTOVÝ MOTOR - PRINCIP. *ETEL*. [Online] © ETEL S.A. [Citace: 28. 10 2020.] <https://www.etel.ch/cz/momentove-motory/princip/>.
- [21]. Co je momentový motor - Princip. *ETEL S.A.* [Online] 2020. [Citace: 26. 11 2020.] https://www.etel.ch/fileadmin/_processed_/c/a/csm_Torque_motors_principles_eng_6bddb42459.jpg.
- [22]. MODULAR SYSTEM FOR ROTARY TABLES. *Schaeffler Industrial Drives*. [Online] 23. 9 2019. [Citace: 28. 10 2020.] https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/obr_de_en.pdf.
- [23]. Torque motors. *ETEL*. [Online] 3 2019. [Citace: 28. 10 2020.] https://www.etel.ch/fileadmin/PDF/Catalogs/Torque_Motors/Torque_Motors_EN.pdf.
- [24]. **Jiang, Hui, a další, a další.** Elimination of Gear Clearance for the Rotary Table of Ultra Heavy Duty Vertical Milling Lathe Based on Dual Servo Motor Driving System . *MDPI*. [Online] 11. 6 2020. [Citace: 26. 11 2020.] <https://www.mdpi.com/2076-3417/10/11/4050/htm>.
- [25]. Šneková soukolí. *MIT Calc*. [Online] [Citace: 26. 11 2020.] <https://www.mitcalc.com/doc/gear4/help/cz/gear4.htm>.
- [26]. **Kesl, Dr. Ing. Miloslav.** Šneková soukolí (převody). *MM Průmyslové spektrum*. [Online] 07. 05 2013. [Citace: 26. 11 2020.] <https://www.mmspektrum.com/clanek/snekova-soukoli-prevody.html>. 130533.
- [27]. Motor-driven rotary table RT1. *Direct Industry*. [Online] 2020. [Citace: 26. 11 2020.] https://img.directindustry.com/images_di/photo-mg/17118-3441583.webp.
- [28]. *Vačky v automatizaci výroby*. TT 1, Praha : UZIMEX PRAHA, spol. s r.o., 2005.
- [29]. Cam indexing drives / rotary tables. *Orbital Systems (Bombay) Pvt. Ltd.* [Online] [Citace: 26. 11 2020.] <http://www.orbitalsystems.net/rotary-indexing-table.html>.
- [30]. Cam Indexers. *Motion Index Drives*. [Online] [Citace: 26. 11 2020.] <https://blog.motionindexdrives.com/cam-driven-rotary-index-tables>.
- [31]. Drive Technology – Hydrostatic / Aerostatic Bearing Systems. *ZOLLERN GmbH*. [Online] 2020. [Citace: 28. 11 2020.] https://www.zollern.com/fileadmin/Upload_Konzernseite/Downloads/Brochueren/Antriebsstechnik/ZOLLERN-Broschuere_Hydrostatik_ENG.pdf.

- [32]. Hydrostatic Rotary Tables. *ABTech Inc.* [Online] 2020. [Citace: 28. 11 2020.] <https://abtechmfg.com/precision-motion-components/rotary-tables/hydrostatic-rotary-tables/>.
- [33]. High Precision Bearingsfor Combined Loads. *Schaeffler Technologies AG & Co. KG.* [Online] 10 2016. [Citace: 02. 12 2020.] https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_120_de_en.pdf.
- [34]. Vysoce přesná ložiska. *SKF Group.* [Online] 12 2015. [Citace: 02. 12 2020.] https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196804385f4-Super-precision-bearings---13383_1-CS_tcm_54-129877.pdf#cid-129877.
- [35]. Rotary table bearings. *Schaeffler CZ s.r.o.* [Online] [Citace: 02. 12 2020.] https://www.schaeffler.cz/remotemedien/media/_shared_media_rwd/05_products_services_1/industrial_products_services/rolling_and_plain_bearings/product_description_rolling_bearings_plain_bearings/0001871A_16_9-schaeffler-products-axial-radial-bearings_rwd_1.
- [36]. Cross-Roller Ring Series. *THK Co., LTD.* [Online] [Citace: 02. 12 2020.] https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/382E.pdf.
- [37]. Křížová válečková ložiska THK, Typ RB. *HENNLICH.* [Online] 2020. [Citace: 02. 12 2020.] https://www.hennlich.cz/fileadmin/_processed_/csm_De_Kreuzrollenlager_RB_f773282d7e.png.
- [38]. Bearing Solutions for Large Size Machinery. *Schaeffler.* [Online] 08 2013. [Citace: 28. 04 2021.] https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_205_de_en.pdf.
- [39]. **Ing. Miroslav Kopal.** Odměřovací systémy a jejich vliv na přesnost. *MM Průmyslové spektrum.* [Online] 12. 03 2013. [Citace: 5. 12 2020.] <https://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost.html>. 130341.
- [40]. **Antonín Vojáček.** Princip optických enkodérů polohy pro řízení motorů. *automatizace.hw.cz.* [Online] 28. 02 2006. [Citace: 05. 12 2020.] <https://automatizace.hw.cz/clanek/2006022801>.
- [41]. RESM angle encoder. *Renishaw plc.* [Online] 12. 10 2009. [Citace: 05. 12 2020.] http://www.motionusa.com.s3-website-us-east-1.amazonaws.com/renishaw/Encoders/RESM_Angle_Encoder.pdf.
- [42]. Rotary Encoder. *Delos Encoder Co.,Ltd.* [Online] [Citace: 05. 12 2020.] http://delos-europe.com/wp-content/uploads/2019/10/Rotary_Encoder_delos__Installation_example.jpg.
- [43]. Hirth serrations. *Voith GmbH & Co. KGaA.* [Online] 2020. [Citace: 05. 12 2020.] <https://voith.com/corp-en/products-services/connection-components-couplings/hirth-serrations.html>.
- [44]. Hirth Coupling. *MECCANICA SCOTTI S.r.l.* [Online] 2017. [Citace: 05. 12 2020.] <http://www.meccanicascotti.com/wp-content/uploads/ANELLI-HIRTH.jpg>.

- [45]. Indexing Tables with a 3 piece Hirth Coupling Gear. *Indexing Technologies Inc.* [Online] 2016. [Citace: 05. 12 2020.] <https://www.indexingtechnologies.com/indexing-tables>.
- [46]. RotoClamp. *HEMA Maschinen- und Apparateschutz GmbH*. [Online] 2020. [Citace: 26. 02 2021.] <https://www.hema-group.com/en/products/clamping-systems/rotoclamp>.
- [47]. HEMA Clamping systems. *HEMA Maschinen- und Apparateschutz GmbH*. [Online] 05 2018. [Citace: 26. 02 2021.] https://www.hema-group.com/fileadmin/user_upload/05_service/05_downloads/kataloge/HEMA_Clamping_Systems.pdf.
- [48]. Benefits of Hydraulic Braking Mechanism in Rotary Tables. *CNC Indexing and Feeding Technologies*. [Online] 27. 03 2019. [Citace: 06. 12 2020.] <https://www.cncindexing.com/benefits-of-hydraulic-braking-mechanism-in-rotary-tables/>.
- [49]. Worm Wheel & Worm Shaft_GX & GFA & GTFA series. *detron Machine Co., Ltd.* [Online] [Citace: 06. 12 2020.] https://www.detron-rotary.com/en/about_core-9.
- [50]. Core of technology. *GSA TECHNOLOGY CO., LTD.* [Online] [Citace: 06. 12 2020.] http://www.gsaplus.com.tw/e/machine_2.html.
- [51]. The Schema of Brake System. *GSA TECHNOLOGY CO., LTD.* [Online] [Citace: 06. 12 2020.] http://www.gsaplus.com.tw/e/images/products/machine_3.jpg.
- [52]. Hřídelová těsnění. *SKF*. [Online] 04 2012. [Citace: 05. 03 2021.] https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196802e8ff2-10919_CZ_lowres_tcm_54-129139.pdf#cid-129139.
- [53]. **E-konstrukér, Admin.** Labyrintové těsnění. *E-konstrukér*. [Online] 18. 05 2014. [Citace: 05. 03 2021.] <https://e-konstrukter.cz/novinka/labyrintove-tesneni>.
- [54]. O nás. *FERMAT*. [Online] 2020. [Citace: 04. 03 2021.] <https://fermatmachinery.com/cz/o-nas>.
- [55]. Otočné stoly, paletizace a desková pole. *FERMAT*. [Online] 2020. [Citace: 04. 03 2021.] <https://fermatmachinery.com/cz/nove-stroje/otocne-stoly-paletizace-deskova-pole>.
- [56]. Otočný stůl T80/100 . *FERMAT*. [Online] 2020. [Citace: 04. 03 2021.] <https://fermatmachinery.com/cz/novy-stroj/otocny-stul-t80100>.
- [57]. Profil podnik. *Demmeler Maschinenbau GmbH & Co. KG*. [Online] 2021. [Citace: 07. 03 2021.] <https://www.demmeler.com/cs/spolecnost/demmeler-jako-podnik/profil-podnik>.
- [58]. DEMMELER Turning and Rotary Tables. *Demmeler Maschinenbau GmbH & Co. KG*. [Online] 2019. [Citace: 07. 03 2021.] https://www.demmeler.com/fileadmin/user_upload/6-Downloads/EN/DEMMELER_Drehtische_Prospekt_2019_EN.pdf.
- [59]. Kruhové stoly. *Demmeler Maschinenbau GmbH & Co. KG*. [Online] 2021. [Citace: 07. 03 2021.] <https://www.demmeler.com/cs/vyrobky-a-obchod/automatizacni-technice/kruhove-stoly>.
- [60]. Kdo jsme. *ŠMT a.s.* . [Online] 2021. [Citace: 07. 03 2021.] <https://www.cz-smt.cz/cs/spolecnost/kdo-jsme>.

- [61]. Příslušenství strojů. *ŠMT a.s.* . [Online] 2021. [Citace: 07. 03 2021.] <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/prislusenstvi-stroju>.
- [62]. Stoly typu TDV. *ŠMT a.s.* . [Online] 2021. [Citace: 07. 03 2021.] <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/prislusenstvi-stroju/27-stoly-typu-tdv>.
- [63]. PATTERN Planning Assistance Through Technical Evaluation of Relevance Numbers. *DOKUMEN.TIPS*. [Online] [Citace: 16. 04 2021.] <https://dokumen.tips/documents/pattern-planning-assistance-through-technical-evaluation-of-relevance-numbers.html>.
- [64]. **Jim Bradley**. EVALUATION METHODS IN ENVIRONMENTAL ASSESSMENT. [Online] 08 1990. [Citace: 16. 04 2021.] https://atrium.lib.uoguelph.ca/xmlui/bitstream/handle/10214/15756/OME_eval_methods_env_assessment_90.pdf?sequence=1&isAllowed=y. ISBN 0-7729-7316-4.
- [65]. **HLOBIL, J.** *Multifunkční obráběcí centrum pro rotační i nerotační obrobky*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jiří Marek, Dr..
- [66]. SIMODRIVE 611 1FT7 Synchronous Motors. *SIEMENS*. [Online] 03 2010. [Citace: 22. 04 2021.] https://cache.industry.siemens.com/dl/files/893/29311893/att_62930/v1/PFT7_en_en-US.pdf.
- [67]. Servo gear units. *STÖBER*. [Online] 04 2021. [Citace: 22. 04 2021.] https://www.stoeber.de/stoeber/service/downloadcenter/tdv/katalog/443054_en_03_servo_gear_units_web.pdf.
- [68]. SIMOTICS S-1FT7 synchronous motors. *Siemens AG*. [Online] 09 2018. [Citace: 18. 05 2021.] <https://support.industry.siemens.com/cs/mdm/109482538?c=81222551691&lc=en-WW>.
- [69]. Basics of gearbox selection. *STOBER*. [Online] 2021. [Citace: 26. 04 2021.] <https://www.stober.com/company-career/e-books/gearbox-selection.pdf>.
- [70]. Racks and pinions. *ATLANTA*. [Online] 02 2012. [Citace: 24. 04 2021.] <https://www.rem-technik.cz/files/files/58/atlanta-hrebeny-pastorky-prehled-en.pdf>.
- [71]. PHQK Series. *STÖBER*. [Online] 2021. [Citace: 24. 04 2021.] <https://www.stober.com/products/gearunits/servo/phqk-series.html>.
- [72]. ČSN 14 220 / 1.7131 / 16MnCr5. *JKZ Bučovice, a.s.* [Online] 2021. [Citace: 26. 04 2021.] <https://www.jkz.cz/cs/produkty/konstrukcni-oceli/csn-14-220-17131-16mncr5/>.
- [73]. Čelní ozubení s přímými a šikmými zuby. *MITCalc*. [Online] 2021. [Citace: 26. 04 2021.] <https://www.mitcalc.com/doc/gear1/help/cz/gear1txt.htm>.
- [74]. Lubrication System. *ATLANTA*. [Online] 2021. [Citace: 01. 05 2021.] <https://atlantagmbh.com/lubrication-system/>.
- [75]. Crossed Roller Bearings. *HIWIN*. [Online] 2019. [Citace: 28. 04 2021.] https://www.hiwin.com/pdf/crossed_roller_bearings.pdf.
- [76]. Brake Caliper HW 063 HFA. *RINGSPANN*. [Online] 2021. [Citace: 30. 04 2021.] <https://www.ringspann.de/en/files/Datasheet-HW-063-HFA-2414.pdf>.

- [77]. Hydraulický agregát s motorem ponořeným v pracovní kapalině SPA 01. *Argo-Hytos*. [Online] 06 2020. [Citace: 30. 04 2021.] https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SPA_01_hc7111_CZ.pdf.
- [78]. Installation and Operating Instructions for Brake Calipers HW 040/063/100 HFA. *RINGSPANN*. [Online] 14. 03 2014. [Citace: 30. 04 2021.] <https://www.ringspann.de/en/files/Installation-instruction-HW-040-063-100-HFA-3016.pdf>.
- [79]. RESOLUTE™ absolutní odměřovací systém s rotační (úhlovou) prstencovou stupnicí REXA30. *RENISHAW*. [Online] 2021. [Citace: 01. 05 2021.] <https://www.renishaw.cz/cs/resolute-absolutni-odmerovaci-system-s-rotacni-uhlovou-prstencovou-stupnici-rexa30--10852>.
- [80]. RESOLUTE™ RESA30 and REXA30 absolute angle encoders. *RENISHAW*. [Online] 04 2020. [Citace: 10. 05 2021.] <https://www.renishaw.cz/media/pdf/en/6ed3d75885ef49b1aded7f99252ac069.pdf>.

[1]

10 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

10.1 Seznam tabulek

TAB 1) PARAMETRY UVAŽOVANÉ V RÁMCI ANALÝZY	52
TAB 2) PÁROVÉ POROVNÁNÍ PARAMETRŮ	53
TAB 3) KVANTIFIKOVANÁ POROVNÁVACÍ MATICE.....	54
TAB 4) STANOVENÍ POŘADÍ POROVNÁVANÝCH KONSTRUKČNÍCH VARIANT.....	55
TAB 5) VSTUPNÍ ÚDAJE PRO VÝPOČET ZATÍŽENÍ MOTORU	62
TAB 6) ÚČINNOSTI ČÁSTÍ STOLU.....	63
TAB 7) HLAVNÍ PARAMETRY ZVOLENÉHO MOTORU (PŘÍLOHA 3).....	65
TAB 8) HLAVNÍ PARAMETRY ZVOLENÉ PŘEVODOVKY (PŘÍLOHA 4) ..	67
TAB 9) VSTUPNÍ PARAMETRY NÁVRHU OZUBENÍ.....	69
TAB 10) VÝSLEDNÉ BEZPEČNOSTI V OZUBENÍ (PŘÍLOHA 6)	70
TAB 11) ZATÍŽENÍ V OZUBENÍ (PŘÍLOHA 6).....	71
TAB 12) PARAMETRY LOŽISKA FAG Z-549816 [38].....	75
TAB 13) PARAMETRY BRZDNÉ JEDNOTKY RINGSPANN HW 063 HFA [76]79	

10.2 Seznam obrázků

OBR. 1) ROZDĚLENÍ OBRÁBĚCÍCH STROJŮ DLE KRITÉRIÍ S UVEDENÝMI PŘÍKLADY. [1].....	17
OBR. 2) HORIZONTÁLNÍ CNC VYVRTÁVAČKA DESKOVÉHO TYPU WRF HEAVY OD SPOLEČNOSTI FERMAT.[5].....	18
OBR. 3) ROZDĚLENÍ DRUHŮ OTOČNÝCH STOLŮ	20
OBR. 4) OTOČNÝ INDEXOVACÍ MONTÁŽNÍ STŮL S PNEUMATICKÝM POHONEM TYP DHTG OD SPOLEČNOSTI FESTO. [8]	21
OBR. 5) ŘEZ INDEXOVACÍM OTOČNÝM STOLEM VÝROBNÍ ŘADY RDM OD SPOLEČNOSTI CAMCO. [10]	21
OBR. 6) SOUVISLE ŘÍZENÝ OTOČNÝ STŮL RT05 OD SPOLEČNOSTI RETOS VARNSDORF. [15].....	22
OBR. 7) KARUSELOVACÍ OTOČNÝ STŮL ŘADY DDRCT S TORZNÍM POHONEM A VALIVÝM ULOŽENÍM OD SPOLEČNOSTI DEMMELER. [16] 23	
OBR. 8) POHLED NA OTOČNÉ A NAKLÁPĚCÍ MECHANISMY NAKLÁPĚCÍHO STOLU VÝROBNÍ ŘADY TT OD SPOLEČNOSTI FERMAT. [17].....	24

OBR. 9) KOLÉBKOVÝ OTOČNÝ STŮL TR160 OD SPOLEČNOSTI HAAS.	
[19] 24	
OBR. 10) ROZDĚLENÍ ZPŮSOBŮ NÁHONU ROTAČNÍ NÁHONOVÉ SOUSTAVY. [3]	25
OBR. 11) PRINCIP MOMENTOVÉHO MOTORU. [21] (PŘELOŽENO).....	26
OBR. 12) SCHÉMA NÁHONU TYPU MASTER SLAVE, ZNÁZORNĚNÍ PRINCIPU FUNKCE. [24] (PŘELOŽENO A UPRAVENO)	27
OBR. 13) OTOČNÝ STŮL RT1 OD SPOLEČNOSTI FÖHRENBACH GMBH, S NÁHONEM ŠNEKOVÝM SOUKOLÍM. [27].....	28
OBR. 14) PŘEVOD GLOBOIDNÍ VAČKOU. [30].....	29
OBR. 15) ROZDĚLENÍ SPECIÁLNÍCH DRUHŮ LOŽISEK POUŽÍVANÝCH V KONSTRUKCI OTOČNÝCH STOLŮ.....	30
OBR. 16) ULOŽENÍ OTOČNÉHO STOLU O PRŮMĚRU 4000 MM S RADIÁLNÍM A AXIÁLNÍM HYDROSTATICÝMI LOŽISKY OD SPOLEČNOSTI ZOLLERN. [31]	31
OBR. 17) AXIÁLNĚ RADIÁLNÍ LOŽISKO, ZOBRAZENO S ČÁSTEČNÝM ŘEZEM, OD SPOLEČNOSTI INA. [35]	32
OBR. 18) KŘÍŽOVÉ VÁLEČKOVÉ LOŽISKO ŘADY RB, ZOBRAZENO S ČÁSTEČNÝM ŘEZEM, OD SPOLEČNOSTI THK. [37].....	34
OBR. 19) ROZDĚLENÍ ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY OTOČNÝCH STOLŮ	35
OBR. 20) PŘÍKLAD PŘIPOJENÍ ROTAČNÍHO ENKODÉRU NA OTOČNÝ STŮL. [42]	36
OBR. 21) ROZDĚLENÍ POUŽÍVANÝCH ZPŮSOBŮ ZPEVNĚNÍ OTOČNÝCH STOLŮ 37	
OBR. 22) HIRTHŮV VĚNEC. [44].....	37
OBR. 23) VYUŽITÍ DISKOVÉHO PNEUMATICKÉHO ZPEVNĚNÍ V RÁMCI KONSTRUKCE STOLU, OD SPOLEČNOSTI HEMA.[47], PŘELOŽENO .38	
OBR. 24) PRINCIP HYDRAULICKÉHO ZPEVNĚNÍ STOLU POMOCÍ VÍCEPRSTENCOVÉHO SYSTÉMU OD SPOLEČNOSTI GSA TECHNOLOGY. [51]	39
OBR. 25) ROZDĚLENÍ UPÍNACÍCH DESEK OTOČNÝCH STOLŮ	40
OBR. 26) OTOČNÝ STŮL T80/100 OD SPOLEČNOSTI FERMAT. [56].....	42
OBR. 27) OTOČNÝ STŮL S HYDROSTATICKY ULOŽENOU UPÍNACÍ DESKOU A VALIVOU LINEÁRNÍ OSOU DRLT OD SPOLEČNOSTI DEMMELER. [58]	43
OBR. 28) OTOČNÝ STŮL ŘADY TDV OD SPOLEČNOSTI ŠMT. [62]	44
OBR. 29) ZNÁZORNĚNÍ ZADANÝCH SIL NA ZJEDNODUŠENÉ VIZUALIZACI STOLU S OBROBKEM.....	45
OBR. 30) ZVOLENÉ VARIANTY PRO MULTIKRITERIÁLNÍ ANALÝZU	46
OBR. 31) VARIANTA 1: POHON MASTER – SLAVE, AXIÁLNĚ – RADIÁLNÍ LOŽISKO	47

OBR. 32) VARIANTA 2: POHON PŘÍMÝM MOMENTOVÝM MOTOREM, AXIÁLNĚ – RADIÁLNÍ LOŽISKO.....	48
OBR. 33) VARIANTA 3: POHON MASTER – SLAVE, HYDROSTATICKÉ LOŽISKO	49
OBR. 34) VARIANTA 4: POHON PŘÍMÝM MOMENTOVÝM MOTOREM, HYDROSTATICKÉ LOŽISKO.....	49
OBR. 35) VARIANTA 5: POHON MASTER – SLAVE, VALIVÉ ULOŽENÍ DO AXIÁLNÍCH A RADIÁLNÍCH LOŽISEK	50
OBR. 36) VARIANTA 6: POHON PŘÍMÝM MOMENTOVÝM MOTOREM, VALIVÉ ULOŽENÍ DO AXIÁLNÍCH A RADIÁLNÍCH LOŽISEK.....	50
OBR. 37) VARIANTA 7: POHON MASTER – SLAVE S DESKOU ULOŽENOU NA HYDRODYNAMICKÉ ULOŽENÍ	51
OBR. 38) VARIANTA 8: POHON PŘÍMÝM MOMENTOVÝM MOTOREM S DESKOU ULOŽENOU NA HYDRODYNAMICKÉ ULOŽENÍ	51
OBR. 39) ŘEZ PROJEKTOVÝM MODELEM STOLU.....	58
OBR. 40) DETAIL ŘEZU PROJEKTOVÝM MODELEM STOLU	58
OBR. 41) DESKA STOLU – IZOMETRICKÝ POHLED NA HORNÍ PLOCHU DESKY 59	
OBR. 42) IZOMETRICKÝ POHLED NA SPODNÍ ČÁST DESKY	60
OBR. 43) PRACOVNÍ CHARAKTERISTIKA MOTORU SIMOTICS 1FT7105-5SC71-1CL1 S VYZNAČENÝM PRACOVNÍM BODEM (PŘÍLOHA 3).....	66
OBR. 44) CHARAKTERISTIKY VSTUPNÍCH PARAMETRŮ PŘEVODOVKY STÖBER PHQ931F0060K513VF0073ME30 (PŘÍLOHA 4).....	67
OBR. 45) ZVOLENÝ TYP PŘEVODOVKY ŘADY PHQK OD VÝROBCE STÖBER [71].....	68
OBR. 46) NAVRŽENÁ SOUSTAVA NÁHONU DESKY STOLU.....	70
OBR. 47) GRAF DOVOLENÝCH SILOVÝCH ZATÍŽENÍ HŘÍDELE PŘEVODOVKY. OMEZUJÍCÍ KŘIVKA NOMINÁLNÍ RADIÁLNÍ SÍLY JE ZDE VYZNAČENA TMAVĚ MODROU BARVOU. (PŘÍLOHA 4).....	71
OBR. 48) GRAF DOVOLENÝCH KLOPNÝCH MOMENTŮ PŮSOBÍCÍCH NA HŘÍDEL PŘEVODOVKY. OMEZUJÍCÍ KŘIVKA NOMINÁLNÍHO KLOPNÉHO MOMENTU JE ZDE VYZNAČENA TMAVĚ MODROU BARVOU. (PŘÍLOHA 4).....	72
OBR. 49) MAZÁNÍ OZUBENÉHO PŘEVODU MAZACÍM PASTORKEM.....	73
OBR. 50) IZOMETRICKÝ POHLED NA PŘIPOJENÍ POHONŮ K RÁMU STOLU. 73	
OBR. 51) POHLED NA CELKOVOU SESTAVU POHONU Z NÁHONOVÉ STRANY STOLU.....	74
OBR. 52) GRAFICKÝ VÝPOČET VÝSLEDNICE RADIÁLNÍCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKO.....	76
OBR. 53) ŘEZ ULOŽENÍM DESKY STOLU.	78

OBR. 54) POUŽITÍ BRZDNÉ JEDNOTKY KE ZPEVNĚNÍ STOLU V POLOZE.	80
OBR. 55) ZPEVNĚNÍ DESKY STOLU. ZPEVNĚVACÍ JEDNOTKY JSOU UMÍSTĚNY V ROZÍCH RÁMU STOLU.....	81
OBR. 56) ZABUDOVÁNÍ KROUŽKU SNÍMAČE NA STŘED DESKY STOLU.	82
OBR. 57) MECHANISMUS SEŘIZOVÁNÍ PŘESNÉ POLOHY ČTECÍ HLAVY.	83
OBR. 58) STŮL S NAsAZENÝMI KRYTY.....	84
OBR. 59) ŘEZ KRYTOVÁNÍM STOLU.	85
OBR. 60) POHLED NA STŮL S KRYTY Z BOKU.	86
OBR. 61) RÁM OTOČNÉHO STOLU.....	86
OBR. 62) ŘEZ ZHOTOVENÝM MODELEM SESTAVY.....	87
OBR. 63) IZOMETRICKÝ POHLED NA SESTAVU STOLU V ODKRYTOVANÉM STAVU.....	88

10.3 Seznam použitých zkratk a symbolů

Σx	modul	Celková jednotková korekce
b_1	mm	Šířka ozubení – pastorek
b_2	mm	Šířka ozubení – věnec
B_{loz}	mm	Výška ložiska
BVH_j	-	Hodnota významnosti parametru
C	kN	Únosnost dynamická
C_0	kN	Únosnost statická
C_s	$\text{kN}^{0,926}/\text{mm}$	Konstanta axiální pružnosti
d_{loz}	mm	Průměr vnitřní ložiska
D_{loz}	mm	Průměr vnější ložiska
D_{pw}	mm	Průměr roztečné kružnice válečků
F_{0a}	kN	Celková axiální síla působící na ložisko
F_{0r}	kN	Celková radiální síla působící na ložisko
f_1	-	Součinitel tření ve vodících plochách
F_{brz}	N	Přítlačná síla brzdě jednotky
f_{brz}	-	Součinitel smykového tření s ocelovým brzdým diskem
f_l	-	Dynamický faktor
F_n	N	Normální síla
f_n	-	Rychlostní faktor
F_o	N	Obvodová síla
F_r	N	Radiální síla
f_s	-	Statický bezpečnostní koeficient
F_t	N	Obvodová síla
F_v	kN	Doporučené předpětí ložiska
F_x	kN	Síla od obrábění v ose x
F_{xy}	kN	Výslednice sil od obrábění působících radiálně na ložisko
F_y	kN	Síla od obrábění v ose y
F_z	kN	Síla od obrábění v ose z
g	m/s^2	Tíhové zrychlení
h_{okmax}	mm	Výška působení výslednice sil od obrábění
H_{jMAX}	-	Největší hodnota j – tého parametru
H_{jMIN}	-	Nejmenší hodnota j – tého parametru
H_{jx}	-	Hodnota j – tého parametru x – tého prvku
i_1	-	Převodový poměr vloženého převodu
i_{in}	-	Požadovaný převodový poměr
i_{jx}	-	Index změny
i_{jxV}	-	Vážený index
i_p	-	Převodový poměr převodovky
J_1	kgm^2	Moment setrvačnosti hnacího pastorku
J_2	kgm^2	Moment setrvačnosti Hnaného kola
J_{br}	kgm^2	Moment setrvačnosti brzdy
J_D	kgm^2	Moment setrvačnosti desky stolu
J_{kl}	kgm^2	Moment setrvačnosti kroužku ložiska
J_{mot}	kgm^2	Moment setrvačnosti motoru
J_o	kgm^2	Moment setrvačnosti obrobku
J_p	kgm^2	Moment setrvačnosti vložené převodovky

J_{prit}	kgm^2	Moment setrvačnosti přitlačného kroužku ložiska
J_{rhm}	kgm^2	Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru
$J_{\text{součet}}$	kgm^2	Součet momentů setrvačnosti rotujících hmot okolo osy stolu
J_{zp}	kgm^2	Moment setrvačnosti zpevňovacího disku
k_{brz}	-	Bezpečnost vůči prokluzu brzdy
k_{kor}	-	korelační konstanta
L_h	hod	Životnost ložiska
m	mm	Modul ozubení
M_{0k}	kNm	Celkový klopný moment působící na ložisko
m_2	kg	Hmotnost hnaného kola
M_c	Nm	Celkový potřebný moment motoru
m_{celk}	kg	Celková hmotnost hnaných rotujících hmot
m_D	kg	Hmotnost desky stolu
m_{kl}	kg	Hmotnost kroužku ložiska
M_{klpr}	Nm	Klopný moment působící na výstupní hřídel převodovky
m_{loz}	kg	Hmotnost ložiska
M_{md}	Nm	Dynamický krouticí moment
M_{mot}	Nm	Výsledný moment jednoho motoru
M_{ms}	Nm	Statický krouticí moment
m_o	kg	Hmotnost obrobku
M_{obr}	Nm	Maximální moment od obrábění
m_{prit}	kg	Hmotnost přitlačného kroužku ložiska
M_{zdrhm}	Nm	Moment zátěže
m_{zp}	kg	Hmotnost zpevňovacího disku
n_1	ot/min	Otáčky na pastorku
n_D	ot/min	Návrhové otáčky desky stolu
n_{E1}	ot/min	Rezonanční otáčky
n_g	ot/min	Maximální otáčky při mazání tukem
n_m	ot/min	Otáčky motoru
P	kN	Ekvivalentní dynamické zatížení
P_0	kN	Statické ekvivalentní zatížení ložiska
P_1	kW	Výkon na pastorku
p_{brz}	bar	Maximální tlak oleje
Q_{brz}	l/min	Potřebný průtok oleje
q_i	-	Váha významnosti
q_j	-	Váha významnosti
r_o	m	Působíště řezné síly
r_{rampr}	m	Rameno síly od působíště síly v ozubení k hřídeli
r_v	m	Působíště pasivních odporů
S_F	-	Součinitel bezpečnosti v ohybu
S_{Fst}	-	Statická bezpečnost v ohybu
S_H	-	Součinitel bezpečnosti v dotyku
S_{Hst}	-	Statická bezpečnost v dotyku
S_x	-	Součet indexů změn
T	Nm	Krouticí moment
t_{brz}	s	Brzdňý čas
t_r	s	Doba rozběhu
t_z	s	Doba zpoždění

v	m/s	Obvodová rychlost
V	mm	Axiální posunutí kroužku vlivem předpětí
V_{brz}	l	Objem oleje pro brzdné pístky
V_{cbrz}	l	Celkový potřebný objem oleje pro všechny brzdné jednotky
z_1	-	Počet zubů pastorku
α	°	Úhel profilu
β	°	Úhel sklonu
δ_a	mm	Axiální posunutí vnějšího kroužku ložiska vůči vnitřnímu kroužku
ε_m	rad/s ²	Úhlové zrychlení motoru
η_1	-	Účinnost vloženého převodu
η_c	-	Celková účinnost
η_m	-	Účinnost motoru
η_p	-	Účinnost převodovky
η_v	-	Účinnost vedení desky

11 SEZNAM PŘÍLOH

1. 3D model sestavy – export
2. Výkresová dokumentace
3. Datasheet a charakteristika motoru
4. Datasheet a charakteristiky převodovky
5. Vybrané výpočty v MS Excel
6. Výpočtová zpráva ozubení
7. Výpočtová zpráva MKP upínací desky